

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Bakalářská práce

**Doprava zemědělských komodit bezosým šnekovým
dopravníkem**

Shaftless Screw Conveyor for Agricultural Bulk Solids

Student:

Pavel Hroch

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Robert Brázda,

Ph. D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě:

.....

plné jméno diplomanta

Příčná 60

Vikýřovice

788 13

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HROCH, Pavel: *Doprava zemědělských komodit bezosým šnekovým dopravníkem*, Institut dopravy, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava 2009, 90 stran, bakalářská práce, vedoucí Brázda, R.

Obsahem této bakalářské práce je konstrukční návrh bezosého šnekového dopravníku pro dopravu pšenice ze zásobníku na korbu nákladního automobilu. Prvně je zařazeno uvedení do problematiky využití bezosých šnekových dopravníků v praxi. Následující část uvádí výsledky měření mechanicko – fyzikálních vlastností dopravovaného média. Dále práce pokračuje kompletním konstrukčním návrhem dopravníku včetně technologických a pevnostních výpočtů.

Klíčová slova

Bezosý šnekový dopravník, spirála, konstrukce dopravníku, dopravní výkon, potřebný příkon

ANNOTATION OF THESIS

HROCH, Pavel: *Shaftless Screw Conveyor for Agricultural Bulk Solids*. Ostrava: Institute of transport, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava 2008, 90 pages, bachelor work, head: Brázda, R.

The bachelor thesis covers the construction proposal of the shaftless screw conveyor for traffic of wheat from reservoir to the truck. First is presentation of practical usage of the shaftless screw conveyor. In the following parts of thesis the mechanical and physical characteristics of wheat, complete construction proposal, technologic and solidity calculation are presented.

Key words

Shaftless screw conveyor, screw, construction of conveyor, transport output, needed input

OBSAH

OBSAH.....	1
SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	7
ÚVOD	11
1 BEZOSÝ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK	12
1.1 POPIS ČINNOSTI DOPRAVNÍKU.....	12
1.2 TECHNICKÝ POPIS	13
1.3 POUŽITÍ.....	13
2 PROVEDENÍ BEZOSÝCH ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ	15
2.1 ROBUSTNÍ BEZOSÉ ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY	15
2.2 PRUŽNÉ BEZOSÉ ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY	17
3 HLAVNÍ ČÁSTI BEZOSÉHO ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	19
3.1 POHÁNĚCÍ STANICE	20
3.2 POHON.....	20
3.3 TYPY PŘEVODŮ	24
3.3.1 Řemenový převod	25
3.3.2 Přímý převod	25
3.3.3 Řetězový převod.....	25
3.4 PŘEVODOVKA	26
3.5 KONCOVÉ ULOŽENÍ HŘÍDELE	28
3.6 UNAŠEČ	29
3.7 BEZOSÁ SPIRÁLA.....	29
3.7.1 Volba spirály.....	30
3.8 ŽLAB	31
3.9 VSTUPNÍ NÁSYPKA.....	33
3.10 VÝPADOVÁ STANICE	33
3.11 MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ PRO PRŮBĚŽNÉ MĚŘENÍ HLADINY MATERIÁLU V NÁSYPCĚ	34
4 ZADANÉ HODNOTY BEZOSÉHO ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU	36
4.1 MECHANICKO – FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU – PŠENICE	37
4.1.1 Měření úhlu vnějšího tření mezi sypkou hmotou a korytem dopravníku	38
4.1.2 Měření úhlu vnějšího tření mezi sypkou hmotou a spirálou.....	42
4.1.3 Měření úhlu vnitřního tření.....	43
4.1.4 Výpočet sypné hmotnosti pšenice	45
5 VÝPOČET VÝKONU POMOCÍ ODPOROVÝCH SIL V DOPRAVNÍKU	46
5.1 JANSENOVA SÍLA VE VÝPUSTI.....	46
5.2 ODPOR Z TŘENÍ MATERIÁLU PO SPIRÁLE	47
5.3 ODPOR Z TRHÁNÍ MATERIÁLU.....	47
5.4 CELKOVÝ ODPOR PROTI POHYBU MATERIÁLU	47
5.5 POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU	47

6	VÝSLEDKY TEORETICKÝCH PRŮZKUMŮ PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK.....	48
6.1	ÚVOD.....	48
6.2	DOPRAVNÍ OBJEMOVÝ A HMOTNOSTNÍ VÝKON V PŘÍČNÉM PRŮŘEZU SPIRÁLOVÉHO DOPRAVNÍKU	48
6.2.1	<i>Efektivní průměr koryta a objem spirály.....</i>	48
6.2.2	<i>Geometrie spirály a dopravní rychlost.....</i>	51
6.2.3	<i>Vyjádření koeficientu plnění</i>	54
6.2.4	<i>Vyjádření výpočtů pro objemový a hmotnostní dopravní výkon...55</i>	
6.3	ZÁKLADY VÝPOČTŮ PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK.....	56
6.3.1	<i>Zjednodušený základ výpočtu pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník.....</i>	57
6.3.2	<i>Analytický výpočtový model pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník.....</i>	63
7	VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍCH PRŮZKUMŮ PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK.....	71
7.1	ÚVOD.....	71
7.2	STANOVENÍ CÍLE PRŮZKUMU PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK.....	71
7.3	EXPERIMENTÁLNÍ VYŠETŘENÍ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI VE VODOROVNÉM A LEHCE SKLONĚNÉM SPIRÁLOVÉM DOPRAVNÍKU	72
7.4	EXPERIMENTÁLNÍ VYŠETŘENÍ CHARAKTERISTICKÝCH MECHANICKÝCH PARAMETRŮ	76
7.4.1	<i>Zkouška při chodu naprázdno</i>	76
7.4.2	<i>Zkouška při zatíženém chodu.....</i>	78
7.5	PŘIZPŮSOBENÍ VÝPOČETNÍ FORMULACE PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK NA SKUTEČNOST	82
7.5.1	<i>Zjednodušený základ výpočtu</i>	82
7.5.2	<i>Analytický výpočtový model.....</i>	84
	ZÁVĚR.....	88
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	92
	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE	94

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

A_F	plocha příčného průřezu hmoty v dopravníku	$[m^2]$
A_T	efektivní plocha průřezu korytem	$[m^2]$
D	vnitřní průměr koryta	$[m]$
F_F	tíhová síla dopravovaného materiálu v korytě	$[N]$
F_N	normálová síla	$[N]$
F_{R1}, F_{R2}	složky třecí síly 1 a 2 mezi spirálou a sypkou hmotou	$[N]$
F_{RT}	celková třecí síla v korytě z celkové hmotnosti hmoty	$[N]$
F_T	tečná síla	$[N]$
F_{Wax}	celková osová síla na spirále	$[N]$
F_{ax1}, F_{ax2}	složky osově síly 1 a 2 na spirále od sypké hmoty	$[N]$
F_{Sax}	osová síla na spirále z teorie výpočtu pohybového šroubu	$[N]$
F_{ax}	osová síla na spirále od sypké hmoty (bez lisovacího tlaku)	$[N]$
F_l^I	Jansenova síla ve výpusti	$[N]$
K	celkový odpor proti pohybu materiálu	$[N]$
K_1	odpor z tření materiálu po spirále	$[N]$
K_2	odpor z trhání materiálu	$[N]$
L_T	délka žlabu	$[m]$
L_W	délka spirály	$[m]$
L_R	rameno složek třecích sil	$[m]$
M_F	výsledný krouticí moment z tření sypké hmoty	$[N \cdot m]$
M_W	celkový krouticí moment ve spirálovém dopravníku	$[N \cdot m]$
M_{FW}	třecí moment mezi sypkou hmotou a spirálou	$[N \cdot m]$
M_{WO}	krouticí moment při chodu naprázdno	$[N \cdot m]$
M_{an}	rozběhový moment	$[N \cdot m]$
P_F	potřebný výkon k překonání třecího momentu sypké hmoty	$[W]$
P_{FW}	potřebný výkon k překonání třecího momentu mezi sypkou hmotou a spirálou	$[W]$
P_O	potřebný výkon při chodu naprázdno	$[W]$
P_W	celkový potřebný výkon ve spirálovém dopravníku	$[W]$

P_{St}	výkon nutný pro zdvih materiálu	[W]
P_{spez}	specifický potřebný výkon	[W·s/kg·m]
P_{ax}	potřebný výkon na spirále pro překonání působících osových sil od sypké hmoty	[W]
Q_m	hmotnostní dopravní výkon	[t·h ⁻¹]
Q_v	objemový dopravní výkon	[m ³ ·h ⁻¹]
R	hydraulický poloměr	[m]
S_{res}	výsledné těžiště celkového množství sypké hmoty, když spirála rotuje	[-]
S_1, S_2	těžiště hmotnostní části m_1 a m_2 , když spirála rotuje	[-]
V_F	objem sypké hmoty v korytě	[m ³]
V_T	efektivní objem koryta	[m ³]
V_W	objem spirály	[m ³]
V_{Ring}	objem prstencového tělesa	[m ³]
V_{Ww}	objem jednoho závitu spirály	[m ³]
b_W	šířka listu spirály	[m]
c	opravný koeficient zahrnující vliv pohybu zrn	[-]
d_T	efektivní vnitřní průměr koryta	[m]
d_{TO}	vnitřní průměr koryta ve tvaru O	[m]
d_{TU}	vnitřní průměr koryta ve tvaru U	[m]
d_{Wa}	vnější průměr spirály	[m]
d_{Wi}	vnitřní průměr spirály	[m]
d_{Wm}	střední průměr spirály	[m]
f	součinitel tření materiálu o materiál	[-]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
k	součinitel tření materiálu po spirále	[-]
$k_F, k_{F\delta}, k_{\delta}$	součinitel kontrakce pro dopravní rychlost	[-]
k_{an}	rozběhový součinitel (zohledňuje rozběhové procesy)	[-]
k_{ax}	početní korekční součinitel pro osovou sílu na spirále F_{Sax}	[-]
k_d, k_O	součinitele odporu pohybu materiálu	[-]

k_w	hmotnostní součinitel spirály	[-]
k_r	součinitel poloměrů (vztah mezi šířkou listu spirály b_w a vnějším průměrem spirály r_{wa})	[-]
l_{st}	stoupání spirály	[m]
m	hmotnost dopravovaného materiálu ve spirálové komoře	[kg]
m_1, m_2	hmotnost části 1 a 2 ve spirálové komoře v rovnovážném stavu	[kg]
m_F	hmotnost dopravovaného materiálu v dopravníku	[kg]
m_w	hmotnost spirály v dopravníku	[kg]
\overline{m}_w	metrová hmotnost spirály	[kg·m ⁻¹]
n_w	počet otáček spirály	[s ⁻¹]
r_T	efektivní vnitřní poloměr koryta	[m]
r_{wa}	vnější poloměr spirály	[m]
r_{wi}	vnitřní poloměr spirály	[m]
s_w	tloušťka listu spirály	[m]
s_{Schl}	tloušťka pracovní vrstvy vyzdívky	[m]
t	čas	[s]
v_F	dopravní rychlost sypké hmoty v axiálním směru	[m·s ⁻¹]
v_w	axiální rychlost spirály	[m·s ⁻¹]
v_{FO}	dopravní rychlost při úhlu sklonu dopravníku $\delta = 0$	[m·s ⁻¹]
$v_{F\delta}$	dopravní rychlost při úhlu sklonu dopravníku $\delta \neq 0$	[m·s ⁻¹]
v_u	obvodová rychlost spirály	[m·s ⁻¹]
w	celkový koeficient odporu	[-]
y_{resO}	souřadnice výsledného těžiště příčného řezu celou sypkou hmotou v klidové poloze	[m]
y_{res}	souřadnice výsledného těžiště příčného řezu celou sypkou hmotou v ustáleném chodu	[m]
z_w	počet závitů spirály	[-]
α_{Schl}	úhel vyzdívky podléhající opotřebení	[°]
α_a	úhel stoupání spirály u vnějšího poloměru spirály	[°]

α_m	úhel stoupání spirály u středního poloměru spirály	[°]
α_R	úhel stoupání spirály u poloměru spirály - $r_w = L_R$	[°]
β_1, β_2	pomocné úhly	[°]
ε	úhel sklonu spirálového dopravníku	[°]
δ	úhel vychýlení sypké hmoty v klidové poloze (úhel pootočení)	[°]
φ_{FW}	úhel vnitřního tření mezi sypkou hmotou a spirálou	[°]
φ_e	úhel vnitřního tření pšenice	[°]
η_F	koeficient plnění spirálového dopravníku	[-]
η_v	objemová účinnost spirálového dopravníku	[-]
λ_O	seřaďovací součinitel pohybového odporu při chodu naprázdno v závislosti na sypké hmotě	[-]
λ_F	seřaďovací součinitel pohybového odporu při zatíženém chodu v závislosti na sypké hmotě	[-]
λ_S	seřaďovací součinitel odporového tření ve šnekovém dopravníku	[-]
λ_{Fax}^*	korekční součinitel pohybového odporu pro osovou sílu F_{ax}	[-]
λ_{MW}^*	korekční součinitel pohybového odporu pro kroutící moment spirály M_F	[-]
μ_{FT}	součinitel tření mezi sypkou hmotou a korytem	[-]
μ_{FW}	součinitel tření mezi sypkou hmotou a spirálou	[-]
μ_{WT}	součinitel tření mezi spirálou a korytem	[-]
ρ_S	sypná hmotnost materiálu	[kg·m ⁻³]
ρ_w	hustota spirály (ocel 11 600)	[kg·m ⁻³]
τ_O	počáteční smykové napětí	[MPa]
ω_w	úhlová rychlost spirály	[s ⁻¹]

ÚVOD

V dnešním špičkovém technickém světě se stále více využívají dopravníkové systémy. Jsme schopni navrhnout dopravník, který dokáže přepravovat materiál různých velikostí a mechanicko-fyzikálních vlastností a to za různých podmínek. Nasazují se tam, kde by jiný typ dopravy nebylo možné použít. Hlavním kritériem při volbě dopravního zařízení je vytvoření co nejlepšího poměru ceny s dopravním množstvím,

Cílem této bakalářské práce je návrh bezosého šnekového dopravníku pro dopravu pšenice ze zásobníku na nákladní automobily. V úvodní části je provedena studie na téma bezosý šnekový dopravník, varianty provedení, hlavní části dopravníku a Mechanicko–fyzikální vlastnosti dopravovaného materiálu. Druhá část je zaměřena na návrh a výpočet hlavních mechanických parametrů pomocí tří metod. První metoda je založena na principu pro výpočet šnekového dopravníku přes odporové síly v dopravníku. odporových sil v dopravníku. Druhá metoda je zjednodušený základ výpočtů pro bezosý šnekový dopravník. Poslední je zaměřena na analytický výpočtový model a experimentální průzkum pro vodorovný a lehce skloněný dopravník.



Obr. 1 – příklad provedení bezosého šnekového dopravníku [25]

1 BEZOSÝ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

Bezosé šnekové dopravníky také známé jako spirálové dopravníky představují novou technologii přepravy materiálů. Inteligentní technická řešení mají většinou jedno společné. Pracují na základě jednoduchého principu a jsou proto málo poruchová, efektivní a mají mnohostranné využití. Přesně takové jsou bezosé šnekové dopravníky. Při správné aplikaci a technickém návrhu můžeme vyřešit mnohdy složitý problém ve srovnání s jinými druhy mechanické dopravy.



Obr. 1 bezosý šnekový dopravník [31]

1.1 POPIS ČINNOSTI DOPRAVNÍKU

Bezosý spirálový dopravník pracuje na principu volně se otáčející bezosé spirály lehkého ohebného provedení v kruhovém průřezu. Otáčením spirály se dopravovaný materiál pohybuje od vstupní násypky směrem k výpadevému otvoru resp. výpadevé stanici. Po celé délce dopravníku nejsou ložiska (pouze krajní koncové u vstupní násypky) a z tohoto důvodu pro zajištění optimální dopravy materiálu a vystředění spirály v potrubí je nutnost zaplnění dopravníku v celém průřezu. Tato vlastnost bezosých spirál umožňuje dopravovat velké množství materiálu při plném zaplnění dopravníku při malých otáčkách a při minimální spotřebě elektrické energie. V případě, že poklesne hladina dopravovaného materiálu pod určenou minimální hladinu předá snímač hladiny (pokud je instalovaný), umístěný v plnicí násypce, signál do rozvaděče k zastavení dopravníku. V případě zvýšení hladiny materiálu se dopravník uvede opět do chodu.

1.2 TECHNICKÝ POPIS

Základním prvkem bezosých šnekových dopravníků je bezosá spirála, která pomocí lichoběžníkového průřezu zabezpečuje pohyb dopravovaného materiálu v celém průměru dopravníku. Konstrukční materiál spirály, tloušťka a speciální výrobní proces garantují vysokou odolnost proti otěru a tím i dlouhou technickou životnost zařízení. Absence středových meziložisek zaručuje volný tok materiálu a zabraňuje případnému zhušťování a pěchování materiálu. Dopravní prostor je uzavřen, proto lze u těchto dopravníků snadno zabránit prašnosti. Hygienická čistota dopravníku je dána hermetickým utěsněním. Nedochozí k zápachu, protože je možný rozsáhlý přístup ke všem vnitřním částem dopravníku při čištění a minimální údržba. Rozsáhlý výběr spirál od 30 do 900 mm, s dopravním výkonem do 800 m³/h, při délkách i přes 200 m.

1.3 POUŽITÍ

Tato zařízení jsou používána pro dopravu sypkých materiálů nebo kašovitých hmot a směsí ve vodorovném, šikmém nebo svislém směru. Spirální šnekové dopravníky lze použít jako podavače – dávkovače. Umožňují snadné a účinné vyprazdňování a plnění různých zásobníků, mixérů, kontejnerů a násypek balících strojů, a dále mohou být použity pro mezioperační dopravu. Spirálové dopravníky se vyskytují ve všech odvětvích průmyslu - potravinářský, chemický, zemědělský a v dřevoprůmyslu. Je vhodné se zmínit, že dopravníky jsou ideálním zařízením pro tyto aplikace přepravy těžkých materiálů bez jeho poškození.

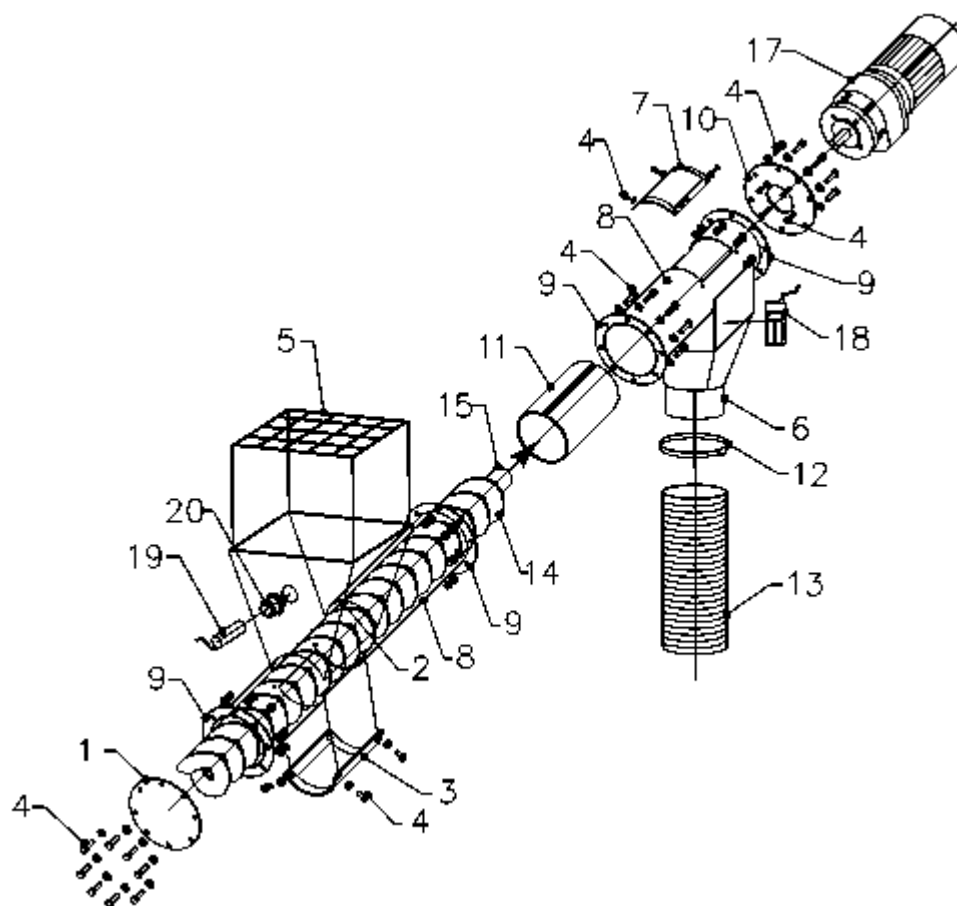
- doprava velmi abrazivních materiálů - korundová drť, štěrk, písek, drcené kamenivo, brusný prach, stavební materiály, uhlí, struska apod.
- doprava materiálů velkých zrnitostí - PET láhve, dřevo, dřevní štěpka, papír, biomasa, apod.
- doprava lepivých a mokřých materiálů - odpadní kaly, zemina, bentonit apod.
- doprava velmi jemných a tekoucích materiálů - potravinářské prášky, chemické materiály, popílek apod..

Dopravník nabízí následující výhody:

- doprava těžkých materiálů
- minimální zastavěná plocha
- jednoduché čištění a minimální zápach
- vysoká účinnost
- veškerý materiál je vyložen
- jednoduchá konstrukce (minimum součástí)
- nevyžaduje složitou obsluhu
- modulární systém, jednoduše upravitelný pro rozdílné aplikace
- extrémní univerzálnost

2 PROVEDENÍ BEZOSÝCH ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

2.1 ROBUSTNÍ BEZOSÉ ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY



Obr. 2.1 – sestava robustního dopravníku [22]

- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1 Víko | 11 Plastová vložka |
| 2 Vstupní násypka | 12 Spona |
| 3 Víko čistícího otvoru | 13 Plastová hadice |
| 4 Spojovací materiál | 14 Robustní bezosá spirála |
| 5 Ochranná mříž | 15 Unašeč |
| 6 Výpadevová stanice | 16 Čelní šroub unašeče |
| 7 Víko montážního otvoru | 17 Elektropřevodovka |
| 8 Potrubí | 18 Klapkový snímač |
| 9 Příruba | 19 Kapacitní snímač |
| 10 Motorová příruba | 20 Průchodka |

Vyrábějí se ve dvou provedení podle tvaru koryta – žlabové a trubkové. Pro náročnější použití zejména v těžkém průmyslu nebo pro velké výkony (od 0,01- 600 m³/hod.) se otevírají nové možnosti pro použití robustních žlabových dopravníků.

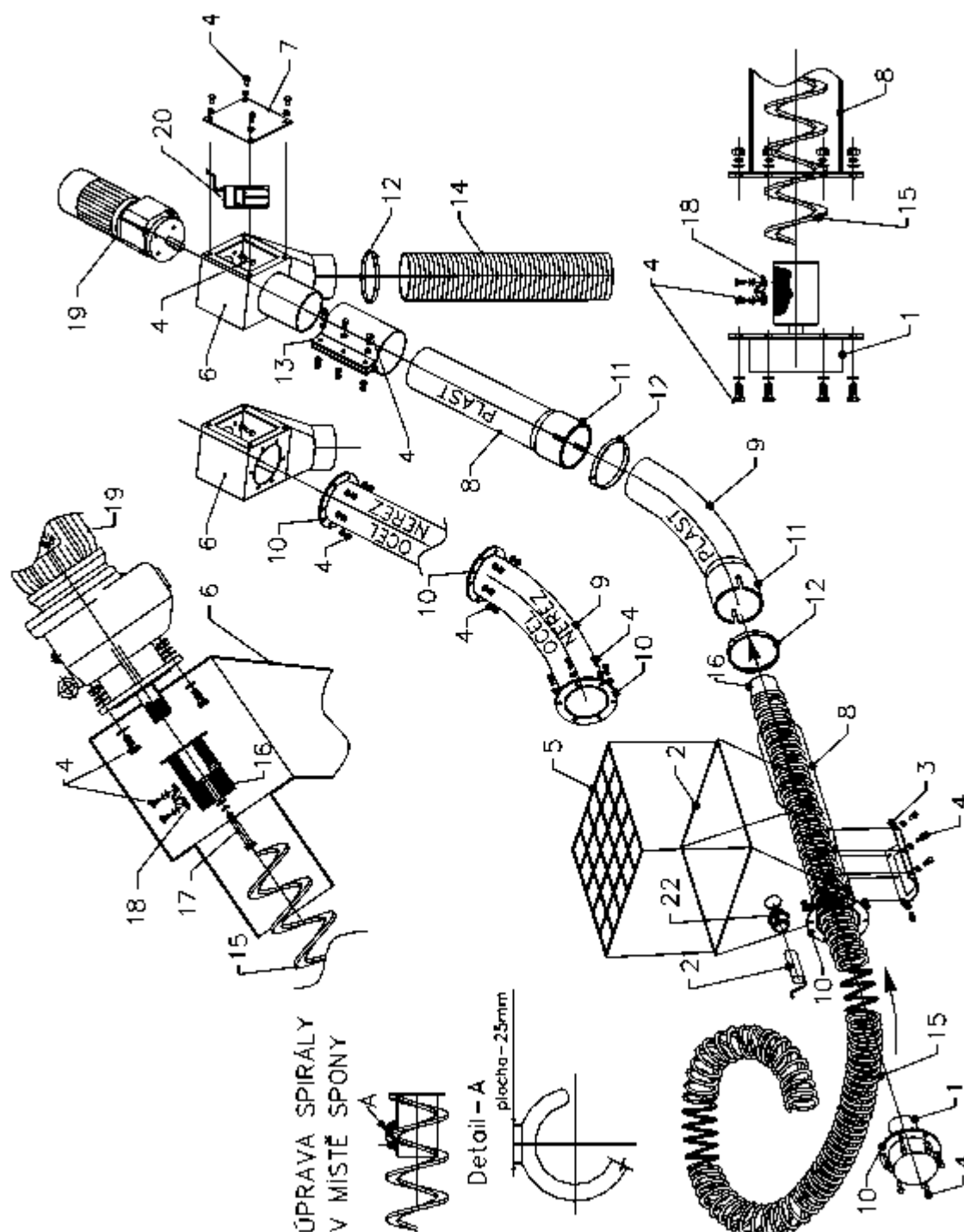
Díky vysoké kvalitě spirál je možno navrhnout dopravník tažný (klasické řešení) nebo tlačný (přímé zaústění např. do kotlů a pecí, dávkování více dopravníky do společné násypky apod.). Dopravníky spojené kolmo na sebe (vetknutí) a bezosé spirálové dopravníky svislé. Průměr bezosých spirál je až 40 mm a průměr až 700 mm). Doprava materiálů o velmi vysoké sypné hmotnosti.

Pro dopravníky určené k dopravě lepidlych materiálů se do ocelového resp. nerezového potrubí bezosých spirálových dopravníků umisťují plastové vložky z polyamidu, které posunuly vlastnosti bezosých spirálových dopravníků do oblastí provozu dosud neznámých. Především je možno v některých případech provozovat tyto dopravníky "naprázdno" bez dopravovaného materiálu, dále dopravovat materiály, které se snadno zhutňují a vytvářejí slepené a tvrdé krusty a v neposlední řadě při požadavku úplného vyčištění dopravního potrubí je možno dopravovaný materiál z plastové vložky snadno odstranit. Široké uplatnění těchto dopravníků je i v potravinářském průmyslu, neboť na plastové vložky byl vydán atest pro možnost krátkodobého styku s potravinami. Používané plastové vložky vyrobené na bázi polyamidu vykazují několikanásobně lepší vlastnosti v tahu, v houževnatosti, v abrazi, v mechanickém namáhání a nízkém adhezním součiniteli než doposud používané polyamidy. Teplota dopravovaných materiálů při použití plastové vložky může být do 140 °C, krátkodobě až do 180 °C.



Obr. 2.2 – plastová vložka z polyamidu [22]

2.2 PRUŽNÉ BEZOSÉ ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY



Obr. 2.2 – sestava pružného dopravníku [22]

1	Ložisko	9	Oblouk	16	Unašeč
2	Násypka	10	Příruba	17	Čelní šroub unašeče
3	Víko čistícího otvoru	11	Hrdlo	18	Spona pro uchycení spirály
4	Spojovací materiál	12	Spona	19	Elektropřevodovka
5	Ochranná mříž	13	Stahovací pás	20	Klapkový snímač
6	Výpadová stanice	14	Plastová hadice	21	Kapacitní snímač
7	Víko montážního otvoru	15	Flexibilní bezosá spirála	22	Průchodka
8	Potrubí				

Dopravu materiálu zajišťuje spirála (pružina), která se otáčí v plastové trubce. Opotřebením trubky vlivem otáčení spirály je velmi nízké a trubka vykazuje dlouhou životnost. Spirála je uchycena prostřednictvím rychlospojky s bajonetovým uzávěrem na výstupní hřídel motoru. Motor je uchycen na výstupní výsypné straně dopravníku k zalomené přírubě výsypníku. Výsypník je jednou stranou upevněn k násypce, druhá strana je kryta transparentním PC víkem, po jehož demontáži je přístupná rychlospojka a vnitřní prostor výsypníku pro účely čištění. Ve výsypníku je kapacitní snímač, který kontroluje stav hladiny materiálu. K výsypníku je uchycena flexibilní trubka přes robustní sponu. Spona zajišťuje pevné uchycení trubky bez rizika zlomu v místě spoje při jejím ohnutí. uzavíráno vyváženou výkyvnou klapkou z nerezového materiálu. Na vstupní straně dopravníku je PA trubka ukončena kovovou trubkou s třmenem, nebo je uchycena k přírubě zásobníku přes širokou sponu. V obou případech je poloha spirály v ose zajištěna radiálními a axiálními plastovými třecími ložisky. Třmen je otevřený a umožňuje volný přístup materiálu na spirálu. Z bezpečnostních důvodů musí být vstupní strana spirály zasunuta do příruby. Pokud je materiál odebírán ze zásobníku s přírubou, musí být vybaven bezpečnostní mříží. Provoz je tichý, princip přepravy je beztlaký, nedochází k tvoření klenby v materiálu.

Technické řešení umožňuje přepravovat sypký materiál horizontálně, vertikálně nebo v libovolném úhlu sklonu s minimálními požadavky na prostor a s nízkými transportními náklady. Lehké spirálové dopravníky se používají pro dopravu jemnozrnných a lehkých materiálů pro dopravní výkony od cca 0,001 do 15 m³/hod. a zvláště při nutnosti dopravy v obloucích a na velké vzdálenosti až do 120 m na jednu pohonnou jednotku. Na celé dopravní trase nejsou meziložiska a tím je umožněno dopravovat materiál v celém průřezu při výkonu o cca 70 % větším, než je výkon klasických šnekových dopravníků s hřídelí a meziložisky při srovnatelných parametrech.

Poloměry oblouků jsou navrženy pro jednotlivé průměry dopravníků optimálním způsobem tak, aby byl zachován hlavní princip tj. vystředění bezosé spirály dopravovaným materiálem. Na jedné trase je možno používat několik vstupů, výpadů i oblouků v závislosti na fyzikálních vlastnostech dopravovaného materiálu a technologických podmínkách. Materiálové provedení dopravníků může být dle požadavku zákazníka ocelové, nerezové, nebo plastové.

V závislosti na druhu dopravovaného materiálu a konkrétních technologických podmínkách se rovněž používají vzájemné kombinace materiálových provedení a jiné rozměrové varianty spirál. Ohebné spirálové dopravníky jsou určeny pro přepravu a dávkování suchých sypkých práškových a zrnitých látek (velikost zrn max. 15 mm) z násypek, vyprazdňovacích zařízení obřích vaků nebo sudů, mixérů, zásobníků a jiných kontejnerů do mezizásobníků, balících strojů nebo jiných procesních zařízení. Najdou využití téměř ve všech průmyslových odvětvích a to především v průmyslu potravinářském, chemickém, farmaceutickém, papírenském a stavebním.

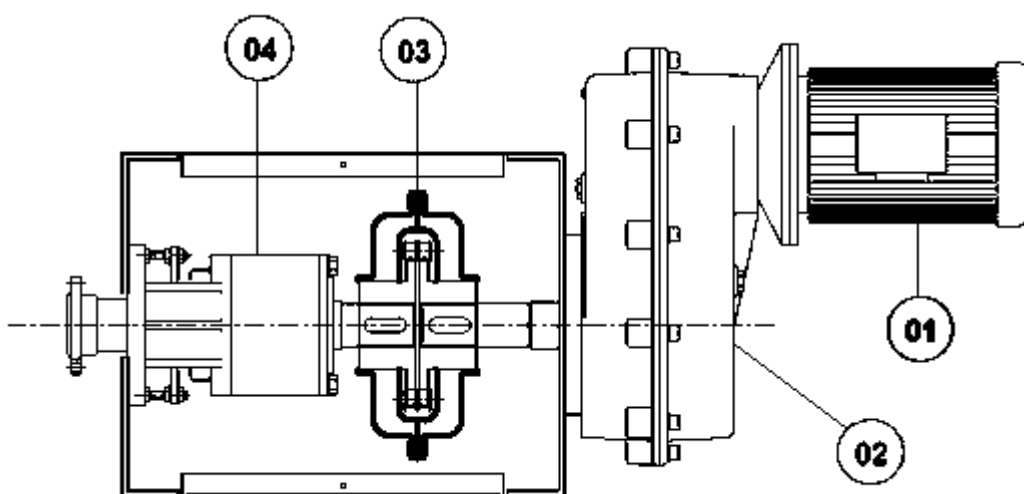


Obr. 2.3 – příklad provedení pružného dopravníku [27]

3 HLAVNÍ ČÁSTI BEZOSÉHO ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

3.1 POHÁNĚCÍ STANICE

Slouží k přenosu výkonu od hnacího členu na hnaný člen. Pohon spirálového dopravníku sestávající z elektromotoru a převodovky se připojuje zpravidla na přírubu šroubovým spojem. Unašeč zajišťuje mechanické propojení hnací síly převodovky na bezosou spirálu a bývá na straně výpádu ze stroje. V případě požadavku je možno dopravník vybavit pohonem se spojkou BKN a kuželočelní převodovkou nebo dvourychlostním motorem. Výkon elektromotoru je závislý na velikosti dopravníku, požadované kapacitě a dopravní vzdálenosti.



Obr. 3.1 – příklad provedení poháněcí stanice dopravníku [26]

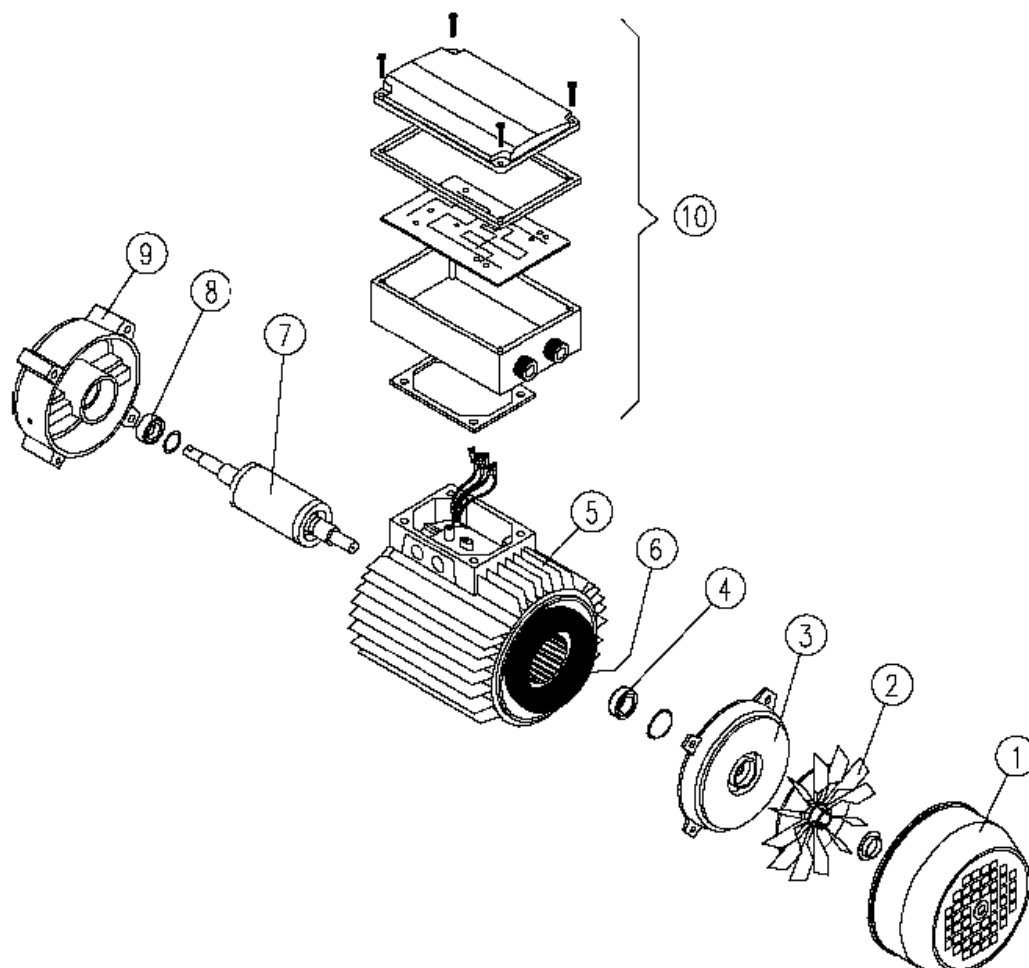
- | | |
|----------------|---------------------------|
| 1 Elektromotor | 3 Pružná spojka |
| 2 Přebodovka | 4 Koncové uložení hřídele |

3.2 POHON

Pohon bezosých šnekových dopravníků může být prováděn několika způsoby. Jako nejčastější varianta pohonu dopravníku se využívají asynchronní motor. Asynchronní motor je točivý elektrický stroj (elektromotor), pracující na střídavý proud. Je to nejrozšířenější pohon v elektrotechnice vůbec. Tok energie mezi hlavními částmi motoru (stator a rotor) je realizován výhradně pomocí elektromagnetické indukce, proto se často tento motor označuje jako motor indukční. Výhodou asynchronního motoru je vysoká spolehlivost, jednoduchá konstrukce a napájení z běžné střídavé sítě. Napájecí napětí může být

jednofázové nebo trojfázové. Trojfázové je výrazně používanější. Asynchronní motor vynalezl Nikola Tesla.

Konstrukce



Obr. 3.2 – hlavní části asynchronního motoru [26]

- | | |
|-----------------------|----------------------|
| 1 Kryt ventilátoru | 6 Stator |
| 2 Lopatky ventilátoru | 7 Rotor |
| 3 Zadní příruba | 8 Přední ložisko |
| 4 Zadní ložisko | 9 Přední příruba |
| 5 Kryt s žebrováním | 10 Skříň svorkovnice |

Každý trojfázový asynchronní motor je složen ze dvou hlavních částí. Stator (pevná část) - je u většiny typů prakticky stejný. Je složen z nosné kostry motoru, svazku statorových plechů a statorového vinutí.

Rotor (pohyblivá část) - hřídel s nalisovanými rotorovými (elektrotechnickými) plechy s drážkami, do kterých se vkládají měděné tyče, které

jsou na obou stranách spojeny mosaznými kruhy. Takto upravený rotor se nazývá 'kotva na krátko' nebo 'kotva klecová'.

Kotva na krátko - v drážkách rotoru jsou nalisovány neizolované měděné, mosazné nebo hliníkové tyče, které jsou na obou koncích spojeny zkratovacími kroužky. Tyče spolu s kroužky mají podobu klece (klecový rotor).

Kroužková kotva - na hřídeli jsou kromě svazku rotorových plechů i sběrné kroužky. V drážkách plechů je uloženo trojfázové vinutí rotoru z izolovaných vodičů, které je zapojeno většinou do hvězdy, zřídka do trojúhelníka. Na tři sběrací kroužky je připojeno vinutí rotoru, ke kterým lze připojit činné odpory sloužící k rozběhu motoru.

Princip činnosti

Základem činnosti asynchronního motoru je vytvoření točivého magnetického pole, které vznikne průchodem střídavého trojfázového proudu vinutím statoru. Toto magnetické pole indukuje v rotoru napětí a vzniklý proud vyvolává sílu otáčející rotorem. Otáčky točivého pole jsou dány kmitočtem napětí odebíraného ze sítě a počtem pólů trojfázového motoru.

Rotor se nikdy nemůže otáčet stejnými otáčkami jako magnetické pole statoru. Pokud by se tak stalo, pak by se rotor a magnetické pole vůči sobě nepohybovaly a tím by se ani neindukovalo napětí a nevznikala by točivá síla. Míra rozdílu otáček pole a rotoru je nazývána skluz, udávána v procentech. n_1 jsou otáčky magnetického pole statoru, n jsou otáčky rotoru. Podle hodnoty skluzu lze snadno rozdělit oblasti práce asynchronního stroje:

- generátor
- motor
- brzda

Spouštění

Při spouštění asynchronního motoru je záběrový proud až 7 krát vyšší než hodnota nominálního proudu. Tím vznikají v síti velké proudové rázy při poměrně malém záběrovém momentu. Proto je přímé spouštění povoleno pouze pro motory s výkonem přibližně do 3 kW.

Motor s kotvou na krátko

Zmenšení velkého rozběhového proudu lze u těchto typů motoru docílit pouze snížením rozběhového napětí. Nejčastěji používané metody jsou:

Statorový spouštěč - do série s vinutím se zapojí omezovací odpory, které se během spouštění postupně vyřazují. Pro omezení tepelných ztrát v odporech se do obvodu zařazují předřadné cívky, které ovšem zhoršují účinnost v síti. Tento způsob je vhodný pro jemný záběr motoru, který je při rozběhu málo zatížen.

Rozběhové transformátory - do spouštěcího obvodu připojené transformátory snižují rozběhové napětí a tím i rozběhový proud. Z ekonomických důvodů se nejčastěji používají autotransformátory. Při spouštění lze autotransformátor i přetížit, neboť ihned po rozběhnutí motoru je odpojen ze sítě. Tento způsob rozběhu se používá hlavně pro motory velkých výkonů.

Přepínač hvězda - trojúhelník - statorové svorky motoru jsou běžně spojeny do trojúhelníku, pokud při rozběhu přepneme svorky do hvězdy, napětí na vinutí se zmenší krát, tím klesne odebíraný proud a výkon na třetinu. Metoda se může používat jen při malém zatížení motoru.

Polovodičový regulátor napětí - jde o moderní postup, při kterém lze dosáhnout plynulý rozběh motoru, zlepšení účinnosti a ještě šetřit elektrickou energií.

Regulace otáček

Jsou dány skluzem s , kmitočtem napájecího napětí f_1 , a počet pólů p . Regulovat otáčky tedy můžeme změnou kterékoliv z těchto veličin.

Regulace změnou skluzu - změníme-li výkon, který se spotřebovává v rotoru, změní se i skluz. Lze použít pouze pro motor s kroužkovou kotvou.

Pomocí regulačního odporu - zařazením odporu do obvodu rotoru se část skluzového výkonu přemění na teplo. Je to nevhodný způsob změny skluzu.

Podsynchronní kaskádou - část skluzového výkonu se vrací zpět do sítě, jde tedy o hospodárnější způsob snížení skluzu. Kmitočet rotorových proudů je

odlišný od kmitočtu sítě, před navrácením výkonu do sítě se tedy musí použít měnič kmitočtu.

Regulace změnou kmitočtu - používá se u motorů s kotvou na krátko. Připojením měniče kmitočtu můžeme řídit napětí a tím i vytvářené magnetické pole statoru.

Skalární řízení - lze nastavovat velikost magnetického toku.

Vektorové řízení - kromě velikosti magnetického toku lze nastavovat i jeho směr a tím můžeme docílit plynulou změnu otáček při jakémkoliv režimu práce a zatížení. Jde o nejdokonalejší způsob řízení otáček a lze jím docílit i otáček nadsynchronních.

Regulace změnou počtu pólů - lze dosáhnout pouze skokové změny otáček, protože počet pólových dvojic musí být celé číslo.

Brždění

Při prostém odpojení ze sítě je v motoru akumulována velká kinetická energie, která působí dlouhý doběh motoru. Brzdný moment, potřebný k rychlejšímu zastavení motoru, lze vytvořit jak mechanicky, tak i elektronicky.

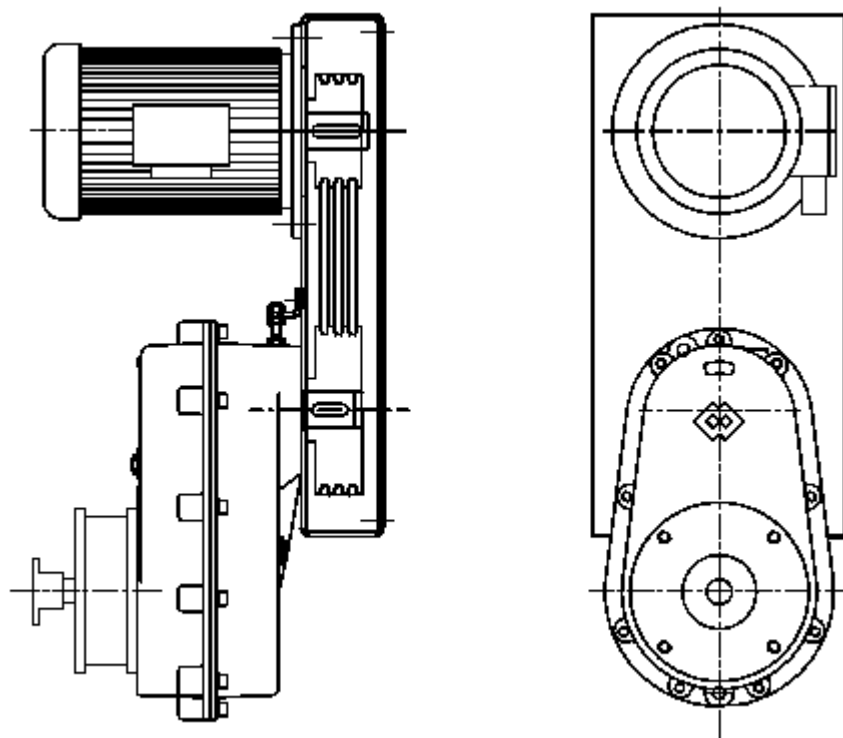
Brždění protiproudem - změněním smyslu otáčení magnetického pole statoru se vytváří brzdý moment, působící proti směru otáčení rotoru. Po dosažení nulových otáček je nutno motor odpojit, aby se nezačal otáčet opačným směrem. Veškerá kinetická energie se mění na teplo, tento způsob je tedy značně nevhodný.

Brždění generátorické - nastává při práci motoru jako generátoru, tedy když $n > n_1$ a nelze jej použít pro zastavení motoru.

Dynamické brždění - statorové vinutí se odpojí od sítě a připojí se na zdroj stejnosměrného napětí. Magnetické pole statoru je tedy nepohyblivé a pohybující se rotor sám vytváří brzdý moment. Velikost brzdného momentu je možno regulovat velikostí stejnosměrného proudu. Při otáčkách blízkých nule se musí motor dobrzdit mechanicky. Tento způsob brždění je nejvýhodnější.

3.3 TYPY PŘEVODŮ

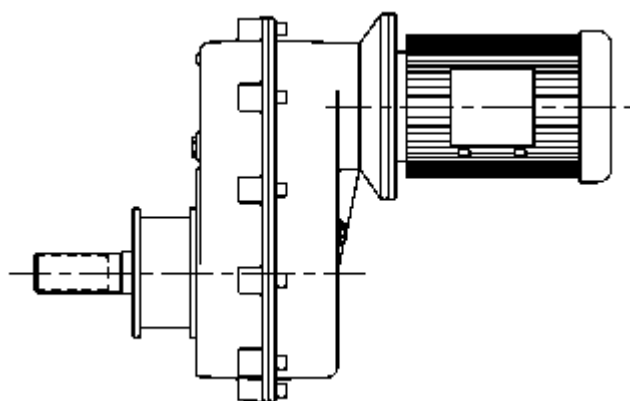
3.3.1 Řemenový převod



Obr. 3.3 – řemenový převod [26]

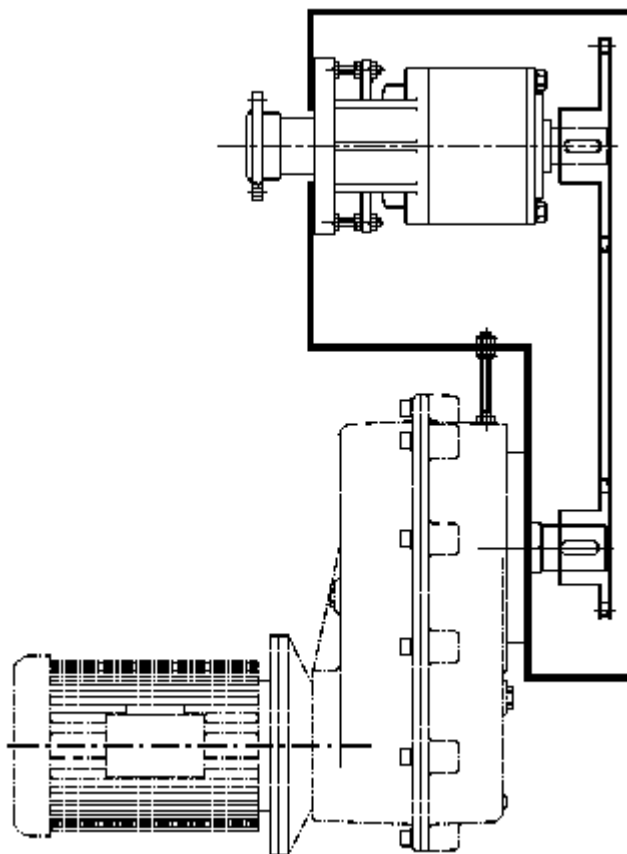
Jednou z možností převodu je pomocí řemenic a řemenů, které přenáší hnací výkon z motoru na převodovku.

3.3.2 Přímý převod



Obr. 3.5 – přímý převod [26]

3.3.3 Řetězový převod

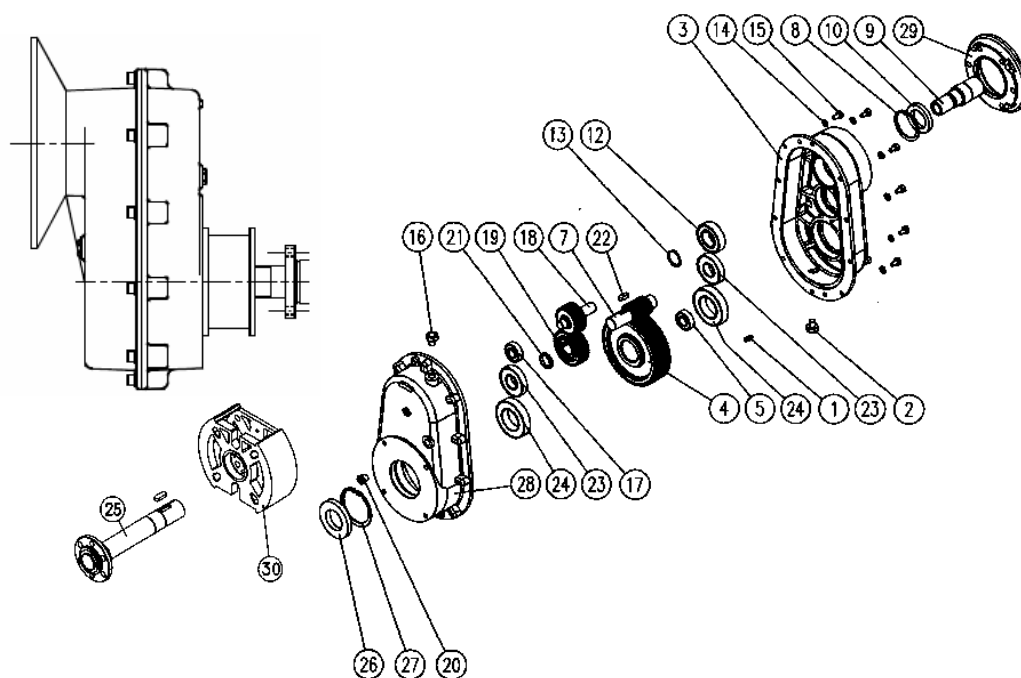


Obr. 3.4 – řetězový převod [26]

3.4 PŘEVODOVKA

Převodovka je realizace mechanického převodu, tj. technické zařízení, které mění rotační na rotační pohyb s obecně (ne nutně) jinou úhlovou rychlostí a točivým momentem. Obvyklé typy převodovek umožňují nastavit jeden z několika různých takových převodových stupňů. Převodovka je součástí mnoha strojů. Skládá se z hnací a hnané části (hnací a hnané hřídele), ozubeného převodu a skříně. Skříň se skládá většinou z víka a vany. Převodovka může být řešena jako odlitek nebo svařenec, popřípadě jejich kombinace. Mazání se provádí olejem. Může být tlakové (pomocí zubového čerpadla) a nebo rozstříkem.

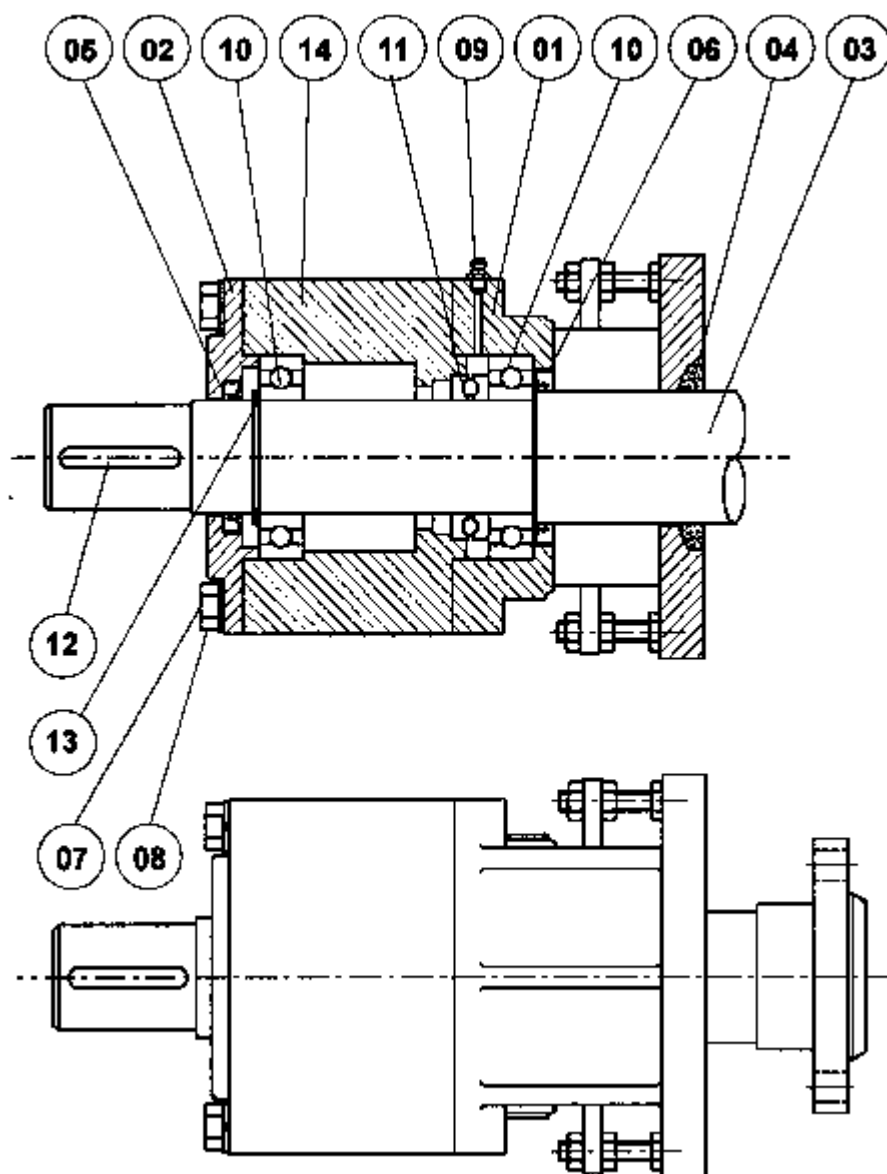
Konstrukce



Obr. 3.6 – hlavní části převodovky [26]

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 Válcový kolík | 13 Seegerova pojistka pro hřídel |
| 2 Výpustný šroub | 14 Podložka |
| 3 Přední převodová skříň | 15 Šestihranný šroub |
| 4, 19 Ozubené kolo | 16 Odvzdušňovací šroub |
| 5, 17 Radiální kuličkové ložisko | 20 Olejznak |
| 6, 22 Pero těsné | 23, 34 Radiální kuličkové ložisko |
| 7, 18 Pastorek | 25 Výstupní hnaná hřídel |
| 8, 27 Seegerova pojistka pro díru | 28 Zadní převodová skříň |
| 9 Dutý hnací hřídel | 29 Přední příruba |
| 10, 26 Radiální těsnicí kroužek | 30 Zadní příruba |
| 12 Radiální kuličkové ložisko | |

3.5 KONCOVÉ ULOŽENÍ HŘÍDELE

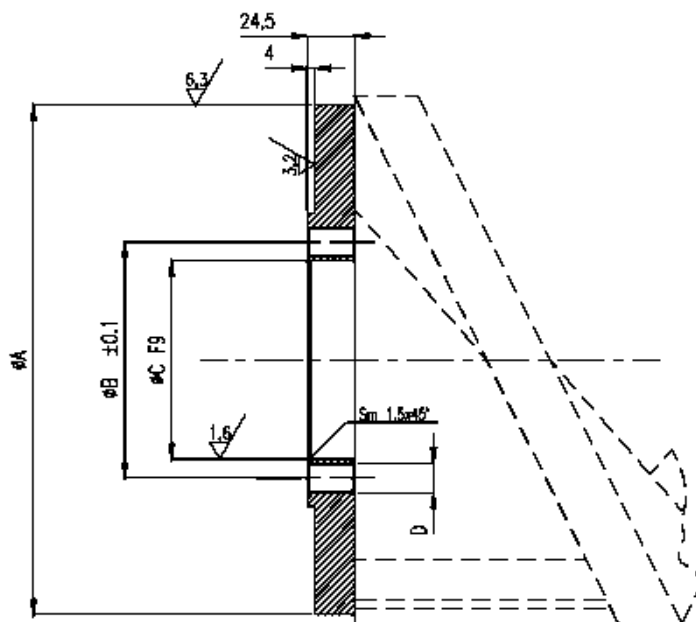


Obr. 3.7 – koncové uložení hřídele [26]

- | | |
|----------------------------|-----------------------|
| 1 Kryt | 8 Pryžová podložka |
| 2 Víčko | 9 Tlaková maznice |
| 3 Koncový hřídel | 10 Valivé ložisko |
| 4 Plstěné těsnění | 11 Valivé ložisko |
| 5 Radiální těsnicí kroužek | 12 Těsné pero |
| 6 Radiální těsnicí kroužek | 13 Seegerova pojistka |
| 7 Šestihranný šroub | 14 Skříň |

3.6 UNAŠEČ

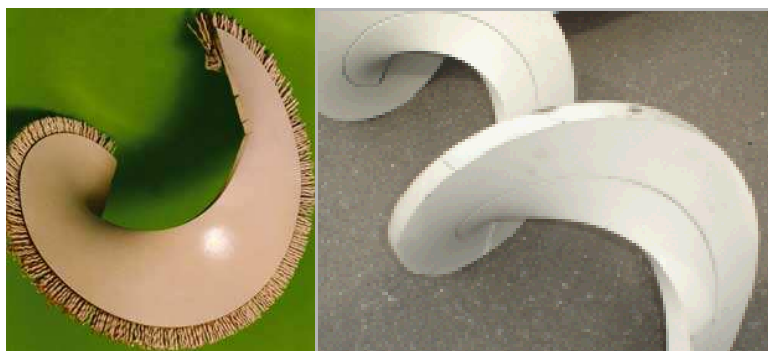
Zajišťuje převod kroutícího momentu z hřídele na spirálu. Spojení je provedeno pomocí šesti šroubů.



Obr. 3.8 – provedení unašeče [26]

3.7 BEZOSÁ SPIRÁLA

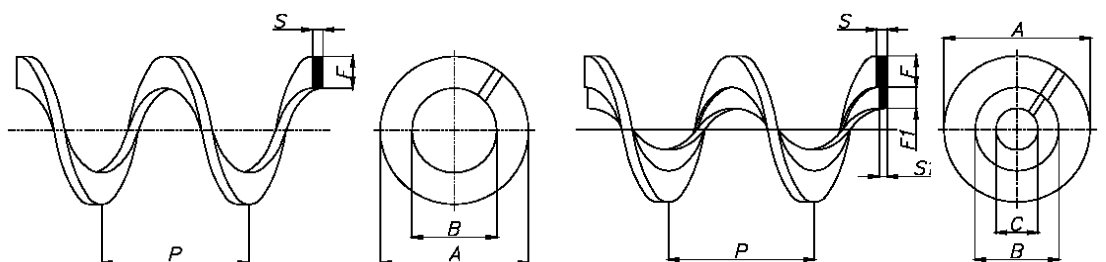
Spirála je podstatnou částí bezosého šnekového dopravníku a je určující pro jeho vlastnosti. Je to lichoběžníková šnekovnice bez centrálního hřídele, která se otáčí ve žlabu. Spirála může mít levé nebo pravé stoupání. Dopravní spirála je volena podle druhu dopravovaného materiálu. Použitý materiál je ocel nebo nerezavějící ocel. S hřídelí pohonu je spojena pomocí unašeče a přílozek se šrouby. Velikost a geometrie profilu spirály je ovlivněna vlastnostmi dopravovaného materiálu, úhlem sklonu dopravníku, koeficientem plnění atd. Vyrábějí se jako pružné, lehké bezosé spirály z drátu s kruhovým nebo obdélníkovým průřezem nebo pevné robustní spirály. A to tvářením z ocelového nebo nerezového profilu s přesně definovanými rozměry nebo odléváním z plastu nebo oceli.



Obr. 3.9 – a) plastová spirála s kartáčem, b) robustní ocelová spirála [22]



Obr. 3.10 – Lehké bezosé (pružné) spirály [30]



Obr. 3.11 – a) jednolistá spirála b) dvoulistá spirála [26]

3.7.1 Volba spirály

Volím spirálu od firmy rataj RL 400*400*240*12 o délce 7,6 m [22]

Typ	Průměr spirály vnější [mm] (+1-5 mm) *3/	Stoupání závitu [mm] (+1-10 mm)	Průměr spirály vnitřní [mm] (+1-5 mm)	Tloušťka spirály [mm]	Dopravní výkon [m ³ /hod] *2/
RL 400	400	400	240	12	3 - 200

*2/	Dopravní výkony jednotlivých dopravníků jsou závislé na druhu a fyzikálních vlastnostech dopravovaného materiálu.
*3/	Vnější průměry robustních bezosých spirálových dopravníků jsou závislé na druhu a fyzikálních vlastnostech dopravovaného materiálu.
Typ RL	ocelová (tř.11), tvrdost až 250 Brinell, respektive až 400 Brinell

3.8 ŽLAB

Tvoří nosnou část dopravníku. Mívá tvar písmene U nebo je průřezu kruhového a jeho rozměry jsou odvozeny od rozměru spirály. Minimální vůle mezi spirálou a žlabem bývá 5 až 10 mm a je to dáno výrobními tolerancemi spirála a hlavně druhem dopravovaného materiálu. Podobněji spirály bývají sestavené do potřebné délky. Bývají z ocelového plechu o tloušťce 2 až 10 mm. V horní části průřezu žlabu je plech ohraničen. Takto vytvořený lem zvyšuje tuhost žlabu a umožňuje upevnění víka, kterým se žlab v některých případech zakrývá. Také slouží k případnému čištění dopravníku. Má-li být uzavření žlabu prachotěsné a vzduchotěsné, je žlábek vyplněn těsnícím materiálem. Excentrickým umístěním spirály ve žlabu se zabrání přičení materiálu mezi šnekem a žlabem, neboť se vůle mezi spirálou a žlabem zvětšuje ve směru otáčení. Kromě toho se snižuje otěr materiálu i opotřebení spirály a žlabu. Je-li koryto delší, je opatřeno žebrovitými příčnými výztuhami zakončenými přírubou pro připevnění na podlahu nebo konstrukci. Některých případech je možné vytvořit koryto přímo zdívkou nebo betonem, ovšem s povrchem hlazeným a náležitě zpevněným. Dopravovaný materiál se do žlabu přivádí shora, přiváděcími otvory ve víku, je-li žlab krytý. Přivádění materiálu je možné v libovolném místě, musí být ovšem rovnoměrné. Odvádět materiál z dopravníku je opět, možné z libovolného místa, a to otvorem se šoupátkem ve dně žlabu nebo klapkou na konci žlabu. Lze také odvádět i na několika místech najednou, což se zajišťuje uzavíratelnými otvory, které jsou uzavírány ručně nebo mechanicky. Pro zvýšení otěruvzdornosti žlabu a k zajištění nižší hlučnosti spirálového dopravníku se používají speciální výstelky dna žlabu z plastických hmot. Pro zvýšení dopravního množství se někdy žlaby nadstavují.



Obr. 3.12 – a) koryto ve tvaru U, b) koryto kruhového průřezu [28]

Ohebná dopravní trubka je z otěruvzdorné plastické hmoty chemicky odolné vhodné pro přímý styk s potravinami. S vpádem a výpadem je spojena pomocí ocelových stahovacích objímek s těsněním.



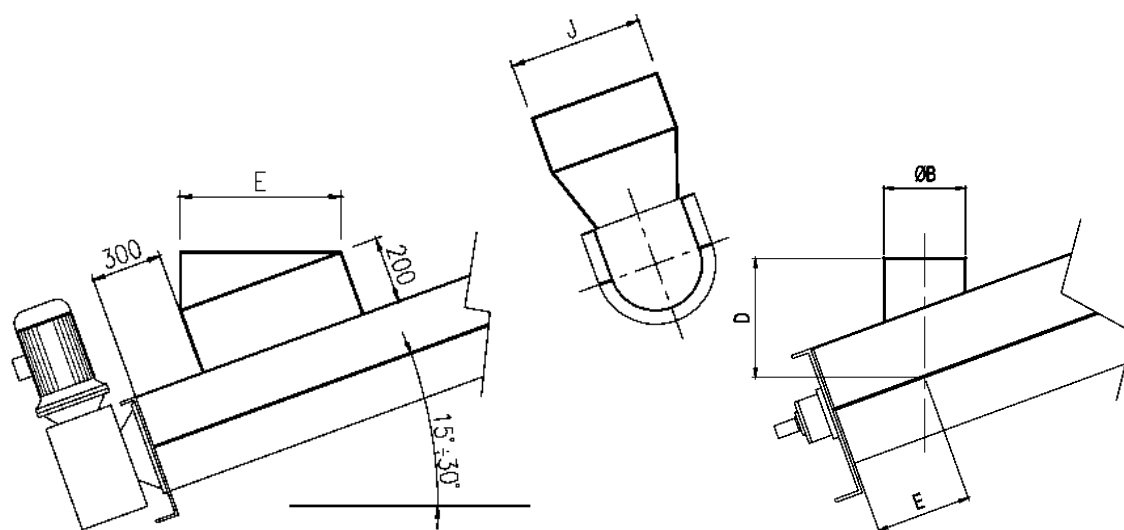
Obr. 3.13 – ohebná dopravní trubka pro pružnou spirálu [29]

3.9 VSTUPNÍ NÁSYPKA

Vyrábí se v různých rozměrech v závislosti na druhu a množství dopravovaného materiálu. Je svařen z ocelových trubek a plechů ve čtyřech provedeních (šikmém, přímém, obdélníkovém nebo jako sací koš). Provedení šikmé a obdélníkové lze umístit horizontálně i se sklonem, přímé pouze horizontálně. Nevyužité hrdlo je zaslepeno. Sací koš lze zasunout přímo do materiálu (např. ocelového bubnu zásobníku). Součástí násypky bývá zpravidla ložisko. Při zvláštním provedení plnicí násypky je možné plnicí násypku řešit bez ložiska. Pokud je plnicí násypka opatřena ložiskem, provádí se po 200 hodinách provozu mazání plastickým mazivem MH 2 pomocí mazacího tlakového lisu.

Součástí plnicí násypky může být klapkový, kapacitní nebo vrtulkový mikropsínač zajišťující vypnutí dopravníku v případě poklesu hladiny v násypce.

V případech, kdy násypka slouží pro nasypávání materiálu z pytlů nebo pro ruční nasypávání, musí uživatel použít ochrannou mříž, kterou je možno dodat v ocelovém i nerezovém provedení.



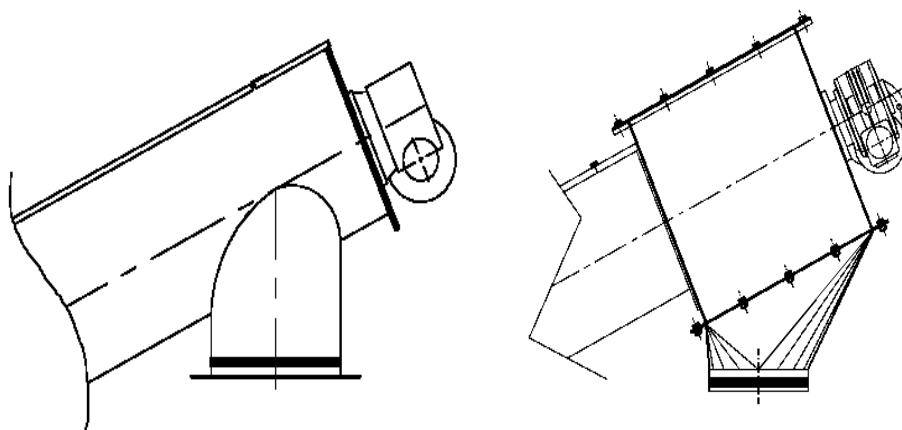
Obr. 3.14 – možnosti provedení násypek [26]

3.10 VÝPADOVÁ STANICE

Výpad je rovněž svařen z ocelových trubek a plechů. Provedení šikmé je konstruováno jako univerzální pro horizontální i vertikální použití. Provedení přímé je určeno pouze pro horizontální umístění. Provedení obdélníkové je možné umístit vertikálně a horizontálně. Hrdlo výpadu lze upevnit např. na hrdlo zásobníku přímo pomocí spojovací objímky a těsnění (provedení šikmé a přímé),

pomocí šroubů a těsnění (provedení obdélníkové) nebo přes mezikus zkonstruovaný podle hrdla zásobníku. Rovněž lze hrdlo výpadu připevnit hrdlo s výpadovým rukávem. Druhé hrdlo je buď zaslepeno nebo je na něj připevněn detektor ucpání hrdla. Na straně pohonu je příruba pro jeho upevnění.

Součástí výpadové stanice může být bezpečnostní klapkový spínač zajišťující vypnutí dopravníku v případě zaplnění zásobníku, příp. dopravní cesty za dopravníkem.



Obr. 3.15 – možnosti provedení výsypek [26]

3.11 MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ PRO PRŮBĚŽNÉ MĚŘENÍ HLADINY MATERIÁLU V NÁSYPCĚ

ILS je elektromechanické zařízení pro průběžné měření výšky hladiny nebo objemu materiálu v silech, násypkách a cisternách.

Toto zařízení může být použito všude tam, kde je nutno sledovat množství:

- sypkých materiálů
- jemnozrnných materiálů
- hrubozrnných materiálů.

Vlastnosti zařízení:

- je určeno pro všechny sypké materiály
- je absolutně nezávislé na vodivosti a dielektrických vlastnostech sypkého materiálu, není ovlivněno prachem tvořícím se v silu, měnící se vlhkostí sypkého materiálu

- nevytváří žádný tah na střechu sila, čidlo se dotýká materiálu pouze na povrchu
- jednoduchá instalace a uvedení do provozu
- jednoduchý měřicí princip na vysoké technické úrovni
- velmi přesné měření
- výstup 0/4-20 mA
- měřicí rozsah při provedení s lankem 30 m (na objednávku až do 70 m)
- měřicí rozsah při provedení s páskou 23 m při celkové výšce sila do 25m
- možno použít ve výbušném prostředí , zóna 10
- mikroprocesorem řízený průběh měření s inteligentní kontrolou
- integrované čištění měřicí pásky pro těžké materiály
- různé hmotnosti čidel pro jakékoliv použití
- robustní hliníkové pouzdro s krytím IP 65.

Zařízení ILS nacházejí již po dlouhou dobu uplatnění v různých průmyslových

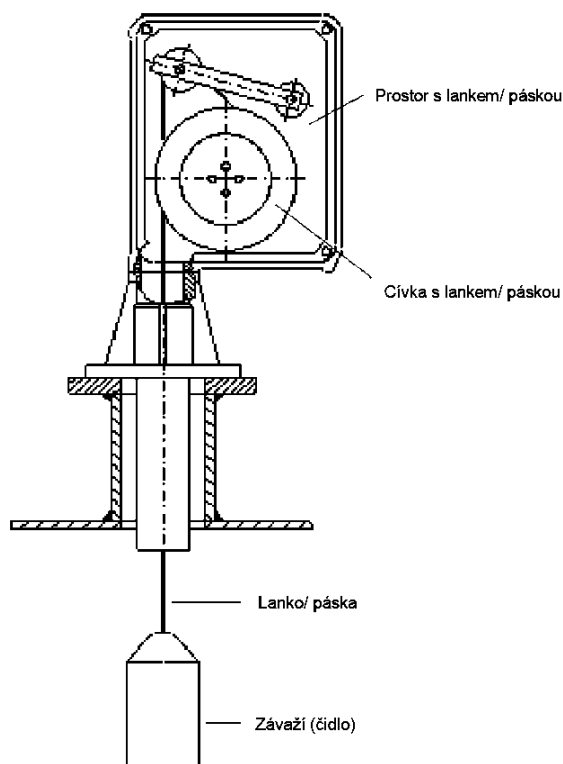
FUNKCE

Zařízení ILS se montuje na střechu sila. Snímací závaží je spouštěno směrem dolů do sila. Závaží je upevněno na konci lanka nebo pásky, které jsou navíjeny pomocí motoricky poháněného navijáku. Poté, co se závaží dotkne materiálu, přepne se směr navijáku a závaží se vrátí zpět do své výchozí horní polohy.

Měřicí jednotka je rozdělena na dvě nezávislé komory (komora navijáku a komora elektroniky). Pouze komora navijáku je během měření přímo s vnitřním prostorem sila. Ve výchozí horní poloze utěsní závaží otvor mezi měřicí jednotkou a silem. Během spouštění snímače do dolní plochy jsou generovány měřicí impulsy. Počet vyslaných impulsů jsou měřítkem pro určení výšky hladiny materiálu. Impulsy mohou být zpracovávány přímo v jednotce PLC (programovatelné logické jednotce – sběrném mikropočítači) nebo pomocí čítače impulsů. U provedení s výstupem 0/4 – 20 mA jsou impulsy převáděny na analogový proudový signál. Proudový výstup je možno dle použití nastavit, přičemž je možno do nastavení zavést geometrii sila. Proudový signál se aktualizuje po kontaktu snímacího závaží s materiálem.

Měření je zahájeno externím spouštěcím signálem pomocí spínacího kontaktu, např. signál 24 V DC, nebo automaticky spuštěno integrovaným

časovým spínačem. Průběh měření je řízen mikroprocesorem. Provádí se porovnávání vzdáleností při pohybu do dolní polohy a horní výchozí polohy. V případě odchylky je vyslána výstraha. Tak je zajištěno, že závaží se vždy vrátí do horní klidové polohy.



Obr. 3.16 – měřící zařízení ILS pro průběžné měření hladiny [26]

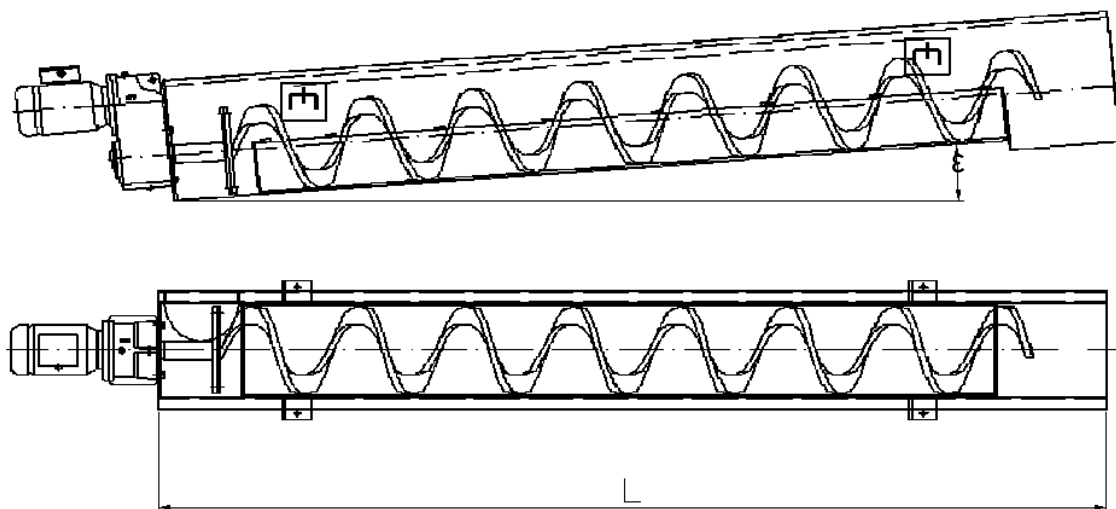
4 ZADANÉ HODNOTY BEZOSÉHO ŠNEKOVÉHO DOPRAVNÍKU

Předmětem této bakalářské práce je výpočet a návrh bezosého šnekového dopravníku, výpočet sil a momentů působících na bezosou spirálu v dopravníku a

výpočet Potřebného výkonu. Při výpočtu jsem vycházel z teoretických a experimentálních průzkumů pro vodorovný a lehce skloněný dopravník (KRAUSE, F.; MINKIN, A.; Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Untersuchungen an horizontalen und leicht geneigten Wendelförderern. Teil 1: Theoretische Untersuchungen an horizontalen und leicht geneigten Wendelförderern. Schüttgut, vol. 11, No.3, 2005).

Bezosý šnekový dopravník má sloužit k vyskladňování zásobníku a k plnění nákladních automobilů pšenice.

Zadané parametry pro výpočet:



Obr. 4.1 – schéma zadaného dopravníku [26]

Název	Značka	Zadaná hodnota	Jednotka
Dopravní výkon	Q_m	33	$[t \cdot h^{-1}]$
Délka dopravníku	L	8	$[m]$
Úhel sklonu dopravníku	ε	30	$[^\circ]$
Dopravovaný materiál	-	pšenice	$[-]$

Tab. 4.1 – zadané hodnoty pro výpočet

4.1 MECHANICKO – FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU – PŠENICE



Obr. 4.2 – pšenice [24]

Dopravovaným materiálem je dle zadání pšenice, která je dopravována ze zásobníku na nákladní automobil. Základní mechanicko - fyzikální vlastnosti jsem získal na VŠB – TECHNICKÉ UNIVERZITĚ OSTRAVA v laboratoři sypkých hmot.

Jako první jsem změřil úhel vnějšího tření mezi zadanou sypkou hmotou a dvěmi kontaktními podložkami.

4.1.1 Měření úhlu vnějšího tření mezi sypkou hmotou a korytem dopravníku

měřená sypká hmota	pšenice
1. kontaktní podložka	UHMW (zelený)
2. kontaktní podložka	UHMW (bílý)

PRINCIP MĚŘENÍ

Měření provádíme na přímočarém měřícím stroji. Do upínek připneme kontaktní podložku, na kterou položíme kovový kroužek. Ten zaplníme po okraj měřenou sypkou hmotou (v našem případě pšenicí), a zatížíme víčkem s hrotem na horní straně. Toto víčko se pomocí závěsu se závažím zatíží předem stanoveným závažím. Tím vyvoláme potřebnou normálovou sílu, která je nezbytná pro měření.

Poté spustíme přímočarý stroj, kde jeho hrot (posuv je velmi malý), začne tlačit na kroužek zatížený definovanou normálovou silou. Hodnoty tečné síly od hrotu přímočarého stroje se zobrazí na monitoru počítače a měření je hotovo, pokud se naměřená hodnota tečné síly v čase ustálí. Tuto hodnotu zaznamenáme.

Poté tento celý postup opakujeme pro větší normálovou sílu. Tu vyvodíme přidáním závaží na závěs.

Měření provádíme postupně se 4, 8, 12 a 16 závažími.

UHMW – vysokomolekulární plast

m_Z – hmotnost jednoho závaží $m_Z = 1,1 \text{ kg}$

n_Z – počet závaží

m_{ZAV} – hmotnost závěsu $m_{ZAV} = 1,3 \text{ kg}$

m_V – hmotnost víčka $m_V = 0,215 \text{ kg}$

F_N – normálová síla

F_T – tečná síla

Ukázka pro výpočet normálové síly vyvozené 4 závažími

$$F_N = (m_Z \cdot n_Z + m_{ZAV} + m_V) \cdot g \quad (4.1)$$

$$F_N = (1,1 \cdot 4 + 1,3 + 0,215) \cdot 9,81$$

$$F_N = \underline{\underline{58,0262 \text{ N}}}$$

<i>počet závaží n_Z</i>	<i>normálová síla F_N [N]</i>
4	58,03
8	101,19
12	144,35
16	187,52

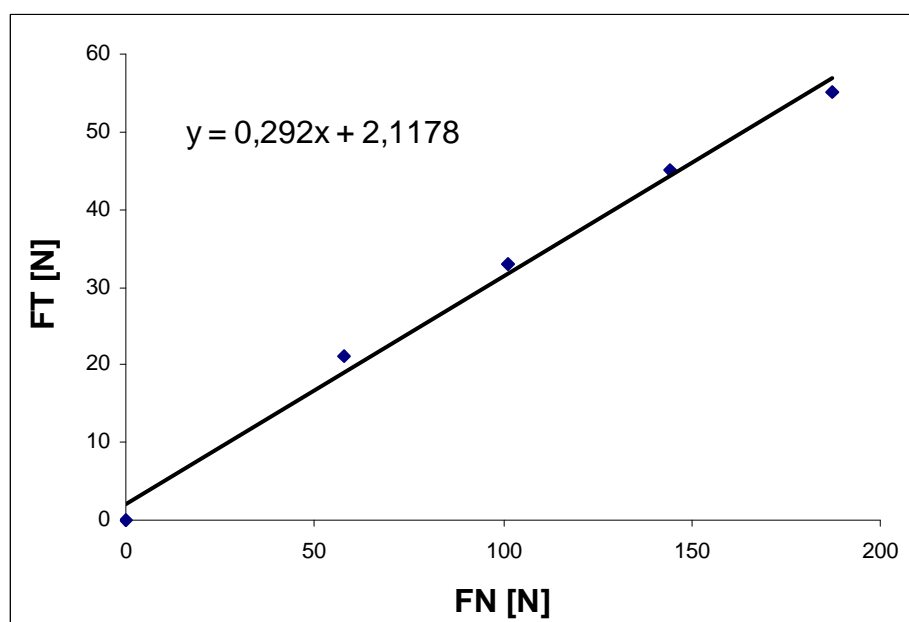
tab. 4.2

PŠENICE x UHMW (zelený)

Sestrojíme graf, ve kterém nanášíme na osu X vypočtené hodnoty normálové síly F_N a na osu Y odečtené hodnoty tečné síly F_T .

<i>počet závaží n_Z</i>	<i>normálová síla F_N [N]</i>	<i>odečtené hodnoty síly F_T [N]</i>
4	58,03	21
8	101,19	33
12	144,35	45
16	187,52	55

tab. 4.3



graf. 4.1

Body vyneseny v grafu proložíme regresní přímkou. Z její rovnice poté vyjádříme směrnici přímky, ze které spočítáme úhel vnějšího tření.

$y = ax + b$ - obecná rovnice přímky, kde **a** je směrnice přímky.

$$a = 0,292$$

$$\varphi_{FT} = \arctg(a) \quad (4.2)$$

$$\varphi_{FT} = \arctg 0,292$$

$$\varphi_{FT} = \underline{\underline{16^{\circ}16'}}$$

Součinitel tření mezi sypkou hmotou a korytem:

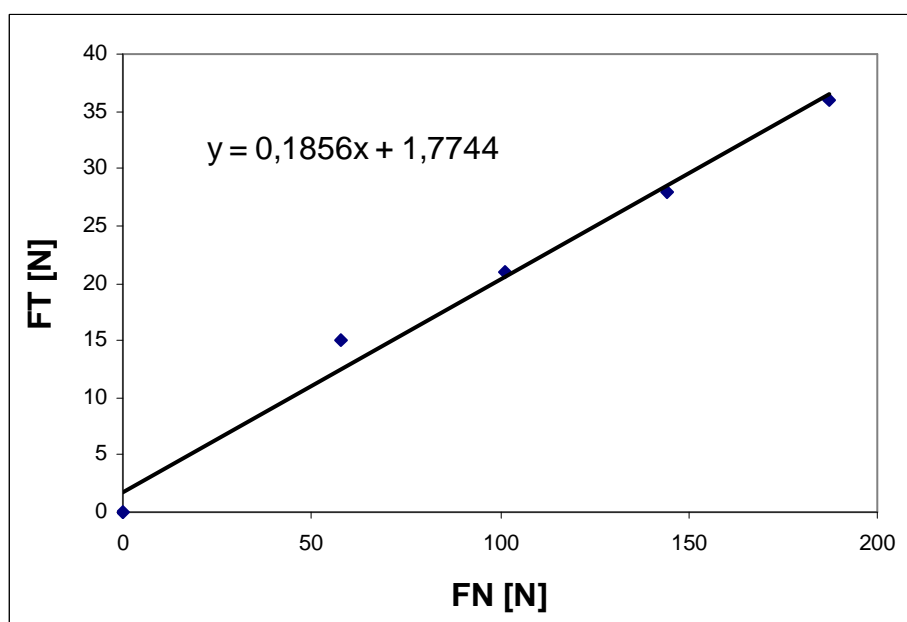
$$a = \mu_{FT} = 0,292$$

PŠENICE x UHMW (bílý)

Sestrojíme graf, ve kterém nanášíme na osu X vypočtené hodnoty normálové síly F_N a na osu Y odečtené hodnoty tečné síly F_T .

počet závaží n_Z	normálová síla F_N [N]	odečtené hodnoty síly F_T [N]
4	58,03	15
8	101,19	21
12	144,35	28
16	187,52	36

tab. 4.4



graf. 4.2

Body vyneseny v grafu proložíme regresní přímkou. Z její rovnice poté vyjádříme směrnici přímky, ze které spočítáme úhel vnějšího tření.

$y = ax + b$ - obecná rovnice přímky, kde a je směrnice přímky.

$$a = 0,1856$$

$$\varphi_{FT} = \arctg(a) \quad (4.3)$$

$$\varphi_{FT} = \arctg 0,1856$$

$$\varphi_{FT} = \underline{\underline{10^{\circ}30'}}$$

Součinitel tření mezi sypkou hmotou a korytem:

$$a = \mu_{FT} = 0,1856$$

ZÁVĚR

	φ_w
UHMW (zelený)	16° 28'
UHMW (bílý)	10° 51'

tab. 4.5

Z tab. 4.1.3 je patrné, že menší úhel vnějšího tření má UHMW (bílý), z čehož vyplývá, že má i menší součinitel tření. Z toho dojdeme k závěru, že pro navrhování výstelky v korytě bezosého šnekového dopravníku pro dopravování pšenice by bylo lepší použít pro vnitřní plochy dopravníku UHMW (bílý), než povrch vytvořený z UHMW (zelený).

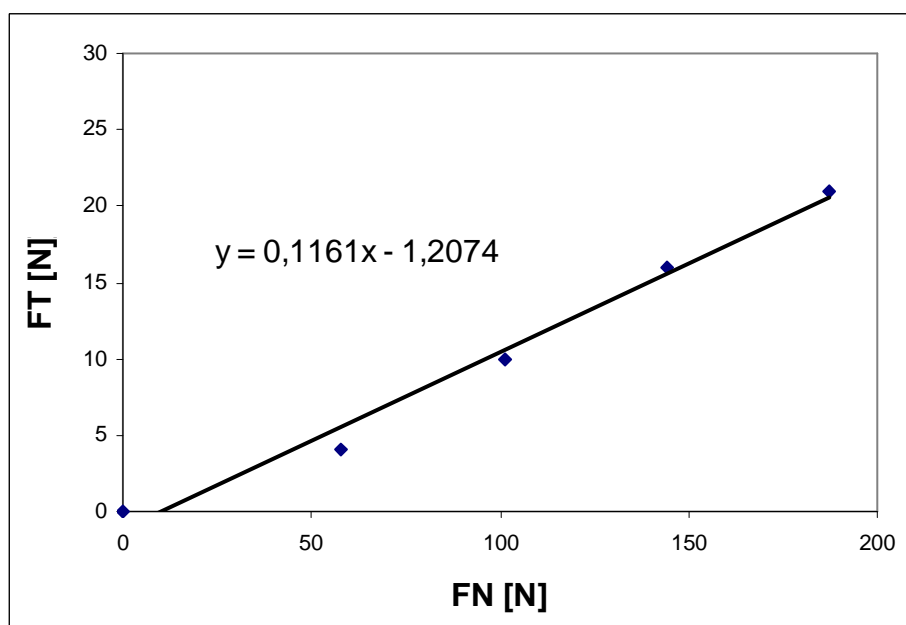
4.1.2 Měření úhlu vnějšího tření mezi sypkou hmotou a spirálou

PŠENICE x OCEL 11 600

Sestrojíme graf, ve kterém nanášíme na osu X vypočtené hodnoty normálové síly F_N a na osu Y odečtené hodnoty tečné síly F_T .

počet závaží n_Z	normálová síla F_N [N]	odečtené hodnoty síly F_T [N]
4	58,03	4
8	101,19	10
12	144,35	16
16	187,52	21

tab. 4.6



graf. 4.3

Body vyneseny v grafu proložíme regresní přímkou. Z její rovnice poté vyjádříme směrnici přímky, ze které spočítáme úhel vnějšího tření.

$y = ax + b$ - obecná rovnice přímky, kde a je směrnice přímky.

$$a = 0,1161$$

$$\varphi_{FW} = \arctg(a) \quad (4.4)$$

$$\varphi_{FW} = \arctg 0,1161$$

$$\varphi_{FW} = \underline{\underline{6^{\circ}37'}}$$

Součinitel tření mezi sypkou hmotou a spirálou:

$$a = \mu_{FW} = 0,1161$$

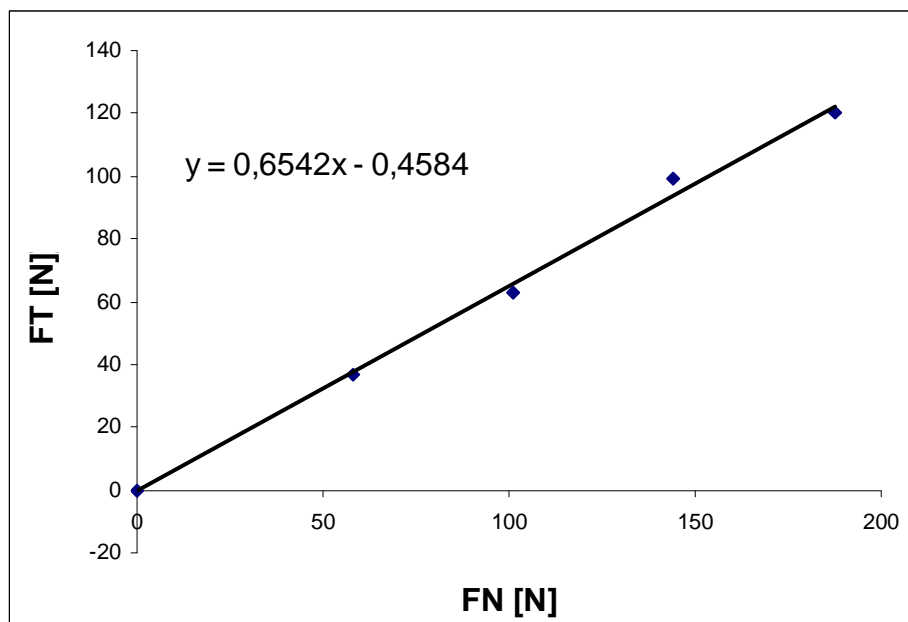
4.1.3 Měření úhlu vnitřního tření

PŠENICE x PŠENICE

Sestrojíme graf, ve kterém nanášíme na osu X vypočtené hodnoty normálové síly F_N a na osu Y odečtené hodnoty tečné síly F_T .

počet závaží n_Z	normálová síla F_N [N]	odečtené hodnoty síly F_T [N]
4	58,03	37
8	101,19	63
12	144,35	99
16	187,52	120

tab. 4.7



graf. 4.4

Body vyneseny v grafu proložíme regresní přímkou. Z její rovnice poté vyjádříme směrnici přímky, ze které spočítáme úhel vnějšího tření.

$y = ax + b$ - obecná rovnice přímky, kde **a** je směrnice přímky.
 $a = 0,6542$

$$\varphi_e = \arctg(a) \quad (4.5)$$

$$\varphi_e = \arctg 0,6542$$

$$\varphi_e = \underline{\underline{33^\circ 11'}}$$

úhel vnitřního tření pšenice $\varphi_e = \underline{\underline{33^\circ 19'}}$



LABORATOŘ SYPKÝCH HMOT

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

Laboratoř sybkých hmot, VŠB - Technická univerzita Ostrava

17. listopadu 15, 708 33 Ostrava - Poruba

Tel. +42059 732 4379 Fax: +42059 699 4330 E-mail: jiri.zegzulka@vsb.cz

Datum měření: 09.01.2008

Měřil: Hroch Pavel

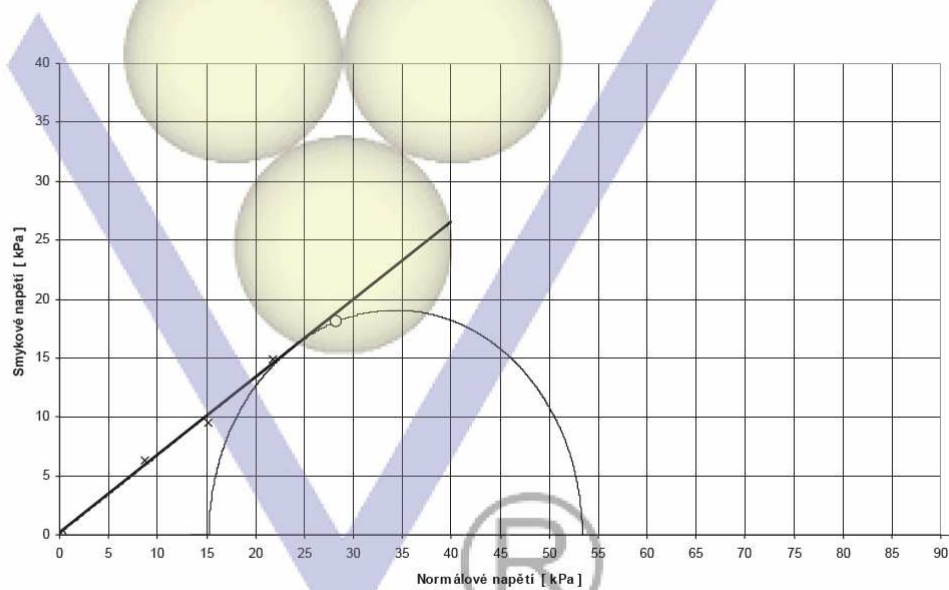
Vzorek: pšenice

Základní mechanicko – fyzikální vlastnosti vzorku

Počáteční smykové napětí τ_0	169,8	[Pa]	Linearizovaný úhel vnitřního tření φ_{lin}	33,44	[deg]
Směrnice linearizované tokové čáry	0,660	[-]	Tlaková pevnost materiálu σ_c	0,63	[kPa]
Hlavní napětí σ_1	53,4	[kPa]	Efektivní úhel vnitřního tření φ_e	33,72	[deg]
Hlavní napětí σ_2	15,3	[kPa]	Tokový činitel ffc	84,59	[-]

Mohrovy kružnice napjatosti

Konsolidační zatížení: 16 závaží



4.1.4 Výpočet sypné hmotnosti pšenice

Odměřil jsem v nádobce 300 ml pšenice, která zvažila 225 g.

$$\rho_s = \frac{m_p}{V_p} \quad (4.6)$$

$$\rho_s = \frac{225}{300}$$

$$\rho_s = 0,75 = \underline{\underline{750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}}$$

Název	Značka	Zadaná hodnota	Jednotka
Sypná hmotnost pšenice	ρ_s	750	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
Úhel vnitřního tření pšenice	φ_e	33,19	$[\circ]$
Úhel vnějšího tření mezi sypkou hmotou a spirálou	φ_{FW}	6,37	$[\circ]$
Součinitel tření mezi sypkou hmotou a korytem	μ_{FT}	0,1856	$[-]$
Součinitel tření mezi sypkou hmotou a spirálou	μ_{FW}	0,1161	$[-]$

Tab. 4.8 – zjištěné hodnoty dopravovaného materiálu

5 VÝPOČET VÝKONU POMOCÍ ODPOROVÝCH SIL V DOPRAVNÍKU

5.1 JANSENOVA SÍLA VE VÝPUSTI

$$F_1^I = \frac{\rho_s \cdot g \cdot R}{f \cdot k} \cdot k_d \cdot k_o \cdot (a \cdot b) \quad (5.1)$$

$$F_1^I = \frac{750 \cdot 9,81 \cdot 0,0924}{0,6542 \cdot 0,793} \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot (0,42 \cdot 0,33)$$

$$F_1^I = \underline{\underline{240 \text{ N}}}$$

hydraulický poloměr

$$R = \frac{S}{o} = \frac{(a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)} \quad (5.2)$$

$$R = \frac{(0,42 \cdot 0,33)}{2 \cdot (0,42 + 0,33)}$$

$$R = \underline{\underline{0,0924 \text{ m}}}$$

Součinitel tření materiálu o materiál:

$$f = \operatorname{tg}(\varphi_e) \quad (5.3)$$

$$f = \operatorname{tg}(33^\circ 11')$$

$$f = \underline{\underline{0,6542}}$$

Součinitel tření materiálu po spirále:

$$k = \frac{1 - \sin(\varphi_{FW})}{1 + \sin(\varphi_{FW})} \quad (5.4)$$

$$k = \frac{1 - \sin(6^\circ 37')}{1 + \sin(6^\circ 37')}$$

$$k = \underline{\underline{0,793}}$$

5.2 ODPOR Z TŘENÍ MATERIÁLU PO SPIRÁLE

$$K_1 = (F_1^I + S \cdot L_w \cdot \rho_s \cdot g \cdot \eta_F) \cdot w \quad (5.5)$$

$$K_1 = \left(240 + \frac{\pi \cdot 0,42^2}{4} \cdot 7,8 \cdot 750 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \right) \cdot 1,5$$

$$K_1 = \underline{\underline{11\,094\,\text{N}}}$$

$S \cdot L_w \cdot \rho_s \cdot g$ - tíha materiálu v dopravníku

w - celkový koeficient odporu pro obilí je 1,5

5.3 ODPOR Z TRHÁNÍ MATERIÁLU

$$K_2 = (F_1^I \cdot f + \tau_0 \cdot (a \cdot b)) \cdot c \quad (5.6)$$

$$K_2 = (240 \cdot 0,6542 + 169,8 \cdot (0,42 \cdot 0,33)) \cdot 0,75$$

$$K_2 = \underline{\underline{135\,\text{N}}}$$

c – opravný koeficient zahrnující vliv pohybu zrn ($c = 0,6 \div 0,95$) \Rightarrow volím $c = 0,75$

5.4 CELKOVÝ ODPOR PROTI POHYBU MATERIÁLU

$$K = K_1 + K_2 \quad (5.7)$$

$$K = 11\,094 + 135$$

$$K = \underline{\underline{11\,229\,\text{N}}}$$

5.5 POTŘEBNÝ VÝKON ELEKTROMOTORU

$$P = 1,1 \cdot \frac{K \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (5.8)$$

$$P = 1,1 \cdot \frac{11\,229 \cdot 0,12}{1000 \cdot 0,94}$$

$$P = \underline{\underline{1,58\,\text{kW}}}$$

\Rightarrow volím otáčky spirály $n_w = 0,3\,\text{s}^{-1}$

$$v = n \cdot st \quad (5.9)$$

$$v = 0,3 \cdot 0,4$$

$$v = 0,12\,\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

6 VÝSLEDKY TEORETICKÝCH PRŮZKUMŮ PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK

6.1 ÚVOD

Spirálový dopravník také známý jako bezosý šnekový dopravník, je používán všude tam, kde by šnekový dopravník působil problémy. Přednostně se používá jako spirálový dopravní systém v čistírnách odpadních vod na shrabky a bahno z čističek, na zužitkování a zpracování odpadu, v dřevoprůmyslu (třísky a odštěpky), v potravinářském průmyslu a zemědělství, v celulóze a papírnickém průmyslu. Ačkoliv se spirálový dopravník v DIN 15203 (německá průmyslová norma), Díl 1, duben 1994: Kontinuální dopravník označován jako šnekový dopravník gravíruje rozdíly v konstruktivním provedení, ve funkčním principu a v rozsahu použitelnosti [11], takže uváděné početní řešení pro šnekový dopravník v DIN 15262 [3] nelze přímo použít pro spirálový dopravník.

Zatím co byly podávány zprávy, i přes kvalitativní výsledky průzkumů spirálového dopravníku, tak až doposud chyběl zajištěný experimentální základ výpočtu k návrhu a dimenzování tohoto principu dopravy pro různé skupiny sypkých hmot. Schází nepodložené vědecké spojení návrhu, teoretických a experimentálních průzkumů provedené především pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník.

6.2 DOPRAVNÍ OBJEMOVÝ A HMOTNOSTNÍ VÝKON V PŘÍČNÉM PRŮŘEZU SPIRÁLOVÉHO DOPRAVNÍKU

6.2.1 Efektivní průměr koryta a objem spirály

Zaznamenat průběh v mezeře mezi spirálou a korytem je analyticky obtížné. Z experimentálních průzkumů vyplývá, že vrstvu materiálu ve spáře bere spirála sebou následkem vnitřní třecí síly v sypké hmotě. Z tohoto důvodu se u výpočtu příčné průřezové plochy dopravníku počítá s tak zvaným efektivním vnitřním průměrem koryta, který zohledňuje tloušťku opotřebení pracovní vyzdívky s_{Schl} .

Pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník se používá koryto ve tvaru U, protože má lepší přístupnost k ústrojí dopravníku při montáži a opravě,

rovněž má nízké výrobní náklady a nízkou hmotnost. Efektivní vnitřní průměr koryta s ohledem na pracovní vrstvu vyzdívky je určen následovně:

$$d_T = (d_{TO} - 2 \cdot s_{Schl}) > d_{Wa} \quad (6.1)$$

$$d_T = (0,42 - 2 \cdot 0,001)$$

$$d_T = \underline{\underline{0,418 \text{ m}}}$$

Koryta-O (kruhového průřezu) jsou na základě charakteristického procesu dopravy [11] typické pro svislé a silně skloněné spirálové dopravníky. Vykazovali pro stejný vnější průměr spirály menší vnitřní průměr koryta než u koryta tvaru U, kvůli mezeře mezi spirálou a dnem koryta a tak redukuje postup nežádoucího zpětného proudu materiálu v mezeře. Při návrhu a dimenzování spirálového dopravníku je stále používán efektivní vnitřní průměr koryta d_T .

V praxi koeficient plnění pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník činí $0,5 \leq \eta_{Fh} \leq 0,9$. Pro svislý a silně skloněný spirálový dopravník se počítá s hodnotou $\eta_{Fv} \approx 0,1$. Při tom musíme brát na zřetel část prostoru pro list spirály. Objem koryta určíme přes efektivní průměr koryta a dopravní vzdálenost:

$$V_T = \frac{d_T^2 \cdot \pi}{4} \cdot L_T \quad (6.2)$$

$$V_T = \frac{0,418^2 \cdot \pi}{4} \cdot 8$$

$$V_T = \underline{\underline{1,098 \text{ m}^3}}$$

Maximální objem materiálu V_{Fmax} , který dokážeme dopravovat spočítáme, když od objemu koryta odečteme objem spirály V_w :

$$V_{Fmax} = V_T - V_w = \frac{\pi}{4} \cdot d_T^2 \cdot L_w - V_w = V_T \cdot \eta_v \quad (6.3)$$

$$V_{Fmax} = 1,098 \cdot 0,98$$

$$V_{Fmax} = \underline{\underline{1,077 \text{ m}^3}}$$

Objemovou účinnost η_v určíme z rovnice (6.3):

$$\eta_v = \frac{V_T - V_w}{V_T} = 1 - \frac{V_w}{V_T} \quad (6.4)$$

$$\eta_v = 1 - \frac{0,0213}{1,098}$$

$$\eta_v = \underline{\underline{0,98}}$$

Pro teoretické určení objemové účinnosti η_v rovněž i kroutícího momentu spirály M_{wO} při chodu naprázdno je nutné stanovit objem spirály v závislosti na její geometrii.

Objem jednoho závitu (chodu) spirály je určen vztahem:

$$V_{ww} = \frac{s_w}{\cos \alpha_a} \cdot \left(\frac{(l_{St})^2}{4 \cdot \pi} \cdot \ln \frac{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r_{Wa})^2 + (l_{St})^2} + 2 \cdot \pi \cdot r_{Wa}}{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r_{Wi})^2 + (l_{St})^2} + 2 \cdot \pi \cdot r_{Wi}} + \frac{r_{Wa}}{2} \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r_{Wa})^2 + (l_{St})^2} - \frac{r_{Wi}}{2} \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r_{Wi})^2 + (l_{St})^2} \right) \quad (6.5)$$

$$V_{ww} = \frac{0,012}{\cos 17,66} \cdot \left(\frac{(0,4)^2}{4 \cdot \pi} \cdot \ln \frac{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0,2)^2 + (0,4)^2} + 2 \cdot \pi \cdot 0,2}{\sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0,12)^2 + (0,4)^2} + 2 \cdot \pi \cdot 0,12} + \frac{0,2}{2} \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0,2)^2 + (0,4)^2} - \frac{0,12}{2} \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot 0,12)^2 + (0,4)^2} \right)$$

$$V_{ww} = \underline{\underline{1,091 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}}$$

Z toho vyplývá při stoupání $l_{St} = 0$, úhlu stoupání $\alpha_a = 0$ a tomu odpovídajícímu $\cos \alpha_a = 1$ objem jednoho prstencového tělesa:

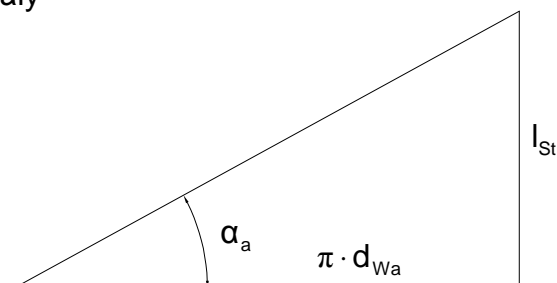
$$V_{Ring} = s_w \cdot \pi \cdot (r_{Wa}^2 - r_{Wi}^2)$$

střední úhel stoupání spirály

$$\tan \alpha_a = \frac{l_{St}}{\pi \cdot d_{Wa}}$$

$$\alpha_a = \arctan \frac{0,4}{\pi \cdot 0,4}$$

$$\alpha_a = 17,66^\circ$$



(6.6)

Objem jednoho závitu spirály je větší než objem jednoho prstencového tělesa a to při stejné velikosti vnějšího a vnitřního průměru i při stejné tloušťce plechu: $V_{Ww} > V_{Ring}$.

Celkový objem spirály získáme vynásobením objemu jednoho závitu spirály s počtem závitů spirály:

$$V_W = z_W \cdot V_{Ww} \quad (6.7)$$

$$V_W = 19,5 \cdot 1,091 \cdot 10^{-3}$$

$$V_W = \underline{\underline{0,0213 \text{ m}^3}}$$

s počtem závitů spirály:

$$z_W = \frac{L_W}{l_{St}} \quad (6.8)$$

$$z_W = \frac{7,8}{0,4}$$

$$z_W = \underline{\underline{19,5}}$$

Jestliže řešíme objem tvarově složitější spirály (s prostorovou geometrií), musíme řešit každou část spirály zvlášť. Povšimněte si, že vztah (6.5) je podán jen pro běžně širokou průmyslovou spirálu.

6.2.2 Geometrie spirály a dopravní rychlost

Ze zkušeností v praxi závisí stoupání spirály l_{St} na dopravovaném materiálu a na úhlu sklonu dopravníku. Proto stoupání spirály volíme následovně:

$$l_{St} = (0,6 \dots 1,1) \cdot d_{Wa},$$

při čemž nižší hodnoty platí pro těžké sypké hmoty a vyšší úhly sklonu dopravníku [2]. Šířka spirály b_W má velký vliv na průběh dopravy materiálu v dopravníku. Volně tekoucí materiály a velké sklony dopravníků vyžadují provedení široké spirály s více listou geometrií a stoupáním spirály, která je menší než vnější průměr spirály. Menší stoupání se také volí u větších průměrů spirály [2]. Většinou se používají jedno- a dvoulisté spirály, pro silně skloněnou a vertikální dopravu se používají i tří listé spirály.

Spirály se mohou dále dělit do tří skupin podle šířky. Z tohoto důvodu se zavádí koeficient poměru poloměrů spirály k_r :

$$k_r = \frac{b_w}{r_{wa}} = \frac{r_{wa} - r_{wi}}{r_{wa}} < 1$$

Popisuje, v jaké míře je pokryt příčný řez šířky listu spirály. Následující koeficienty poměru poloměrů jsou stanoveny z letité praxe firem (na základě informací z katalogu firem DIM s. r. o., Wildfellner s. r. o.).

jednolistá geometrie: $k_{rI} \approx 0,27 \dots 0,76$

dvoulístá geometrie: $k_{rII} \approx 0,46 \dots 0,88$

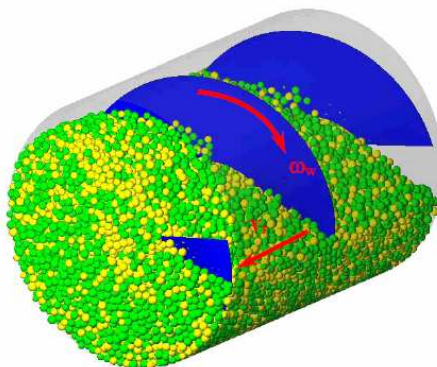
třílístá geometrie: $k_{rIII} \approx 0,83 \dots 0,97$

Dopravní rychlost v_F pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník je určena analogově podle DIN 15262 následujícím vztahem:

$$v_F = v_w \cdot k_F \cdot k_\epsilon \quad (6.9)$$

$$v_F = 0,12 \cdot 0,893 \cdot 0,96$$

$$v_F = \underline{\underline{0,103 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$



Obr. 6.1 – směr pohybu materiálu při dopravní rychlosti v_F a úhlové rychlosti spirály ω_w [9]

axiální složka v_w rychlosti spirály činí [3]:

$$v_w = n_w \cdot l_{st} \quad (6.10)$$

$$v_w = 0,3 \cdot 0,4$$

$$v_w = \underline{\underline{0,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

\Rightarrow volím otáčky spirály $n_w = 0,3 \text{ s}^{-1}$

Součinitel kontrakce k_F pro dopravní rychlost svědčí o tom, v jaké míře se liší dopravní rychlost sytké hmoty v_{FO} při úhlu sklonu dopravníku $\varepsilon = 0^\circ$ od rychlosti spirály v_W v axiálním směru:

$$k_F = \frac{v_{FO}}{v_W} = \frac{Q_{mexp0}}{Q_{mth}} \quad (6.11)$$

nebo je složena v podobě regresivní rovnice:

$$k_F = -0,23 \cdot \eta_F + 1,1 \quad (6.12)$$

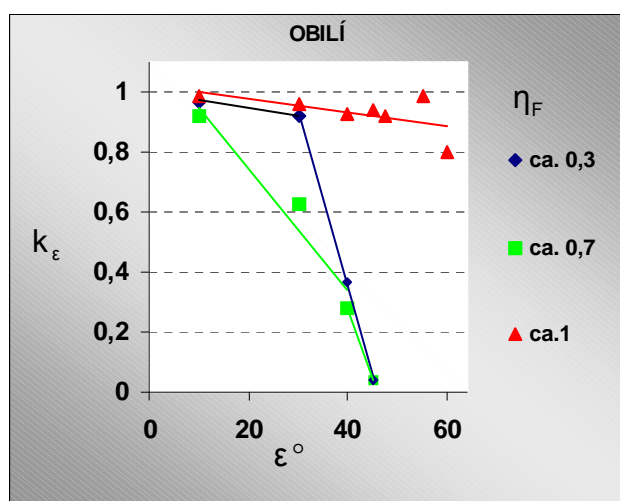
$$k_F = -0,23 \cdot 0,9 + 1,1$$

$$k_F = \underline{\underline{0,893}}$$

Součinitel kontrakce k_F závisí především na dopravovaném materiálu, ale i na provozních parametrech (počet otáček spirály, koeficient plnění a geometrie spirály) a musí se určit experimentálně.

Pro lehce skloněný spirálový dopravník se ještě přidává součinitel kontrakce k_ε následkem úhlu sklonu dopravníku ε . Součinitel k_ε je rovněž stanoven experimentálně. Součinitel kontrakce k_ε ukazuje, v jaké míře se liší dopravní rychlost sytké hmoty $v_{F\varepsilon}$ při úhlu sklonu dopravníku $\varepsilon \neq 0^\circ$ od dopravní rychlosti sytké hmoty ve vodorovném dopravníku v_{FO} :

$$k_\varepsilon = \frac{v_{F\varepsilon}}{v_{FO}} = \frac{Q_{mexp\varepsilon}}{Q_{mexp0}} \quad (6.13)$$



Graf 6.1 – výsledky součinitele kontrakce k_ε pro dopravní rychlost spirálového dopravníku z modelového pokusu [11]

Z grafu 6.1 vychází pro úhel sklonu dopravníku $\varepsilon = 30^\circ$ a koeficient plnění $\eta_F \approx 1$ součinitel kontrakce $\Rightarrow k_\varepsilon = 0,96$

kde $Q_{m \exp 0}$ a $Q_{m \exp \varepsilon}$ jsou měrné hodnoty hmotného proudu při úhlu sklonu 0° resp. ε° . Pokud je úhel $\varepsilon = 0^\circ$ volí se součinitel kontrakce $k_\varepsilon = 0,1$.

Výsledkem k_F a k_ε je celkový součinitel kontrakce označený $k_{F\varepsilon}$ a udává, v jaké míře se liší skutečná dopravní rychlost materiálu v_F při libovolném úhlu sklonu dopravníku ε od ideální rychlosti spirály v_W v axiálním směru:

$$k_{F\varepsilon} = k_F \cdot k_\varepsilon = \frac{v_F}{v_W} = \frac{v_F}{n_W \cdot l_{St}} = \frac{Q_{m \exp \varepsilon}}{Q_{mth}} \quad (6.14)$$

Pro silně skloněný a svislý dopravník ($\eta_F \approx 0,1$) se počítá jen s příslušným součinitelem kontrakce $k_{F\varepsilon}$.

6.2.3 Vyjádření koeficientu plnění

Koeficient plnění u spirálového dopravníku je vyjádřen následovně:

$$\eta_F = \frac{A_F}{\eta_V \cdot A_T} = \frac{F_{F \exp}}{F_{F100}} \quad (6.15)$$

kde $F_{F \exp}$ je skutečná experimentálně stanovená tíhová síla dopravovaného materiálu v korytě spirálového dopravníku. Maximální tíhová síla dopravovaného materiálu vychází z rovnice :

$$F_{F100} = V_{Fmax} \cdot \rho_S \cdot g = \eta_V \cdot V_T \cdot \rho_S \cdot g \quad (6.16)$$

\Rightarrow volím koeficient plnění $\eta_F = 0,9$.

Objem dopravovaného materiálu určíme odečtením objemu spirály od objemu koryta s ohledem na koeficient plnění η_F :

$$V_F = (V_T - V_W) \cdot \eta_F = \eta_V \cdot \eta_F \cdot V_T \quad (6.17)$$

a hmotnost dopravovaného materiálu je:

$$m_F = \rho_S \cdot V_F = \rho_S \cdot \eta_V \cdot \eta_F \cdot V_T \quad (6.18)$$

$$m_F = 750 \cdot 0,98 \cdot 0,9 \cdot 1,098$$

$$m_F = \underline{\underline{727 \text{ kg}}}$$

6.2.4 Vyjádření výpočtů pro objemový a hmotnostní dopravní výkon

Pro objemový a hmotnostní dopravní výkon plynulého dopravníku platí obecný vztah:

$$Q_V = A_F \cdot v_F \quad (6.19)$$

přičemž A_F symbolizuje plochu příčného průřezu hmoty v dopravníku a v_F dopravní rychlost sypané hmoty.

Analog DIN 15262 (Januar 1983): “Schneckenförderer für Schüttgut – Berechnungsgrundsätze“ [3] definuje plochu příčného průřezu materiálem pro spirálový dopravník následovně:

$$A_F = \eta_F \cdot \eta_V \cdot A_T = \eta_F \cdot \eta_V \cdot d_T^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (6.20)$$

kde η_F je koeficient plnění pro vodorovný až lehce skloněný dopravník. U spirálového dopravníku může být η_F výrazně větší než u šnekového dopravníku. Pro určení objemového a hmotnostního dopravního výkonu ve vodorovném a lehce skloněném dopravníku vyplívají následující vztahy:

$$Q_V = d_T^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot n_w \cdot l_{st} \cdot \eta_F \cdot \eta_V \cdot k_F \cdot k_\epsilon \quad (6.21)$$

$$Q_V = 0,418^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,3 \cdot 3\,600 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,893 \cdot 0,96$$

$$Q_V = \underline{\underline{44,9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}}$$

hmotnostní dopravní výkon potom je:

$$Q_m = \frac{Q_v \cdot \rho_s}{1000} \quad (6.22)$$

$$Q_m = \frac{44,9 \cdot 750}{1000}$$

$$Q_m = \underline{\underline{33,6 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}$$

⇒ zadaný hmotnostní dopravní výkon je $Q_m = 33 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. Potom tedy dopravník splňuje tuto podmínku,

Pro silně skloněný a svislý spirálový dopravník ($\eta_F \approx 1$) platí:

$$Q_v = d_T^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot n_w \cdot l_{st} \cdot \eta_v \cdot k_{F\epsilon} \quad (6.23)$$

6.3 ZÁKLADY VÝPOČTŮ PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK

Pro odvození základních výpočtů byly učiněny následující akceptace:

- Dopravovanou sypkou hmotu ve spirálovém dopravníku budeme považovat za nehybnou hmotu (ve stacionárním stavu). Spirálový dopravník je zaplněn sypkou hmotou kontinuálně (konstantní koeficient plnění přes celou dopravní trasu).
- Předpokládáme konstantní vlastnosti sypké hmoty (vyšetřené za laboratorních podmínek) ve spirálovém dopravníku.
- Sypká hmota na stěně koryta se pohybuje pouze ve směru osy. Jako model sypké hmoty ve spirálovém dopravníku si představme pohyblivé takřka pevné těleso. Názornou ukázkou může být „model šroubu s maticí“ s ohledem na součinitele kontrakce pro dopravní rychlost.
- Nezohledňuje se vliv mezery mezi spirálou a žlabem rovněž i konstrukční součásti a montážní tolerance.

Tyto zásady pro odvození základních výpočtů se uvádí především pro určení charakteristických mechanických parametrů. Za mechanické parametry se počítá krouticí moment, osová síla na spirále a z toho výsledné fiktivní součinitele pohybového odporu λ_O, λ_F , eventuálně potřebný výkon P_{spez} .

6.3.1 Zjednodušený základ výpočtu pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník

Zjednodušený základ výpočtu zaměřen především na praxi slouží k určení potřebného výkonu, kroutícího momentu a osově síly na spirále při chodu na prázdko resp. při zatíženém chodu spirálového dopravníku se zvolenou geometrií spirály, která je použita při návrhu spirálového dopravníku v průmyslu.

DIN 15262 [3] udává jednotnou poměrně jednoduchou výpočtovou metodu pro vodorovný a lehce skloněný šnekový dopravník ($\delta \leq 30^\circ, \eta_F \leq 0,3 \dots 0,9$), který se plní rovnoměrně a plynule. Přesnost tohoto postupu je omezená, ale ve většině případů úplně dostatečná [14]. Ačkoliv šnekový dopravník je předchůdcem spirálového, nelze přímo převádět z DIN 15262 základní formulace výpočtu pro spirálový dopravník z již uvedených důvodů (rozdíly v konstruktivním provedení, ve funkčním principu a v rozsahu použitelnosti [11]). Jedinou výjimku představuje koeficient plnění v rozsahu ($0 < \eta_F < 0,3 (0,45)$), jestliže se žádný materiál nepohybuje přes vnitřní průměr spirály ve spirálové komoře. Zde můžeme převést z DIN 15262 přibližné tření na spirále, protože se chováním velmi podobá šnekovému dopravníku, ale při menším koeficientu plnění: sytká hmota je sunuta spirálou v korytě axiálním směrem.

Z DIN 15262 [3] můžeme definovat potřebný výkon pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník, při čemž se stále přihlíží ke skutečnému použitému koeficientu plnění η_F .

Celkový potřebný výkon P_W spirálového dopravníku je určen:

$$P_W = P_O + P_{St} + P_F = g \cdot L_W \cdot \cos \varepsilon \cdot [\lambda_O \cdot \overline{m}_W \cdot v_u + Q_m \cdot (\lambda_F + \tan \varepsilon)] \quad (6.24)$$

Obvodová rychlost spirály:

$$v_u = 2 \cdot \pi \cdot n_W \cdot r_{Wa} \quad (6.25)$$

$$v_u = 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 0,2$$

$$v_u = \underline{\underline{0,377 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Metrová hmotnost spirály:

$$\overline{m}_w = \frac{\rho_w \cdot V_w}{L_w} \quad (6.26)$$

$$\overline{m}_w = \frac{7\,840 \cdot 0,0213}{7,8}$$

$$\overline{m}_w = \underline{\underline{21,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

Spirála je vyrobena z oceli 11 600, která má hustotu $\rho_w = 7\,840 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Pro vodorovný spirálový dopravník platí: $\cos \varepsilon = 1$, $\tan \varepsilon = 0$, $P_{st} = 0$. Potom tedy rovnice (5.24) dostává následující tvar:

$$P_w = P_O + P_F = g \cdot L_w \cdot [\lambda_O \cdot \overline{m}_w \cdot v_u + Q_m \cdot \lambda_F] \quad (6.27)$$

Naproti tomu platí pro celý potřebný výkon ve vodorovném dopravníku všeobecná rovnice

$$P_w = P_O + P_F = M_w \cdot \omega_w = (M_{wO} + M_F) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_w \quad (6.28)$$

Nevýhoda u hodnocení měřených veličin (M_{wO} , M_w , F_{ax} , I_m nebo P_O popř. P_w) spočívá v tom, že jsou měřeny za různých podmínek, např. koeficientu plnění, počtu otáček, každý spirálový dopravník má jinou geometrii atd.. Proto se nesmírně těžce prokazuje analýza a všeobecná srovnání. Zhodnocení a srovnání výsledků experimentálních průzkumů pro vodorovný spirálový dopravník a také výzkumných prací pro vodorovný šnekového dopravníku, umožňuje určit s seřaďovací odpor při chodu naprázdno λ_O a při zatíženém chodu λ_F , součinitele kontrakce k_F , k_ε pro dopravní rychlost a specifický měrný výkon P_{spez} .

V DIN 15262 [3] pro výpočet pohybového odporu šnekového dopravníku byl zavedený seřaďovací součinitel pohybového odporu λ_s . Zohledňuje doplňkovou část pohybového odporu, která v existující teorii pro šnekový dopravník nebyla analyticky popsána. Pojem „seřaďovací součinitel pohybového odporu“ zrcadlí chování šnekového dopravníku s úhlem sklonu $\varepsilon \leq 30^\circ$ a koeficientem plnění ($\eta_F \leq 0,15 \dots 0,45$), závisí na sypké hmotě, která je skutečně sunuta ve směru dopravy. Aplikace těchto pojmů pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník je z pohledu autorů nepřesné, protože vodorovný a lehce

skloněný spirálový dopravník pracuje většinou při vyšším stupni plnění $\eta_F \geq 0,5$, čímž translační a rotační složky v korytě uvedou sypkou hmotu do pohybu [14]. Proto má seřaďovací pohybový odpor λ_s v teorii pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník obdobné hodnoty. Označují se λ_O , λ_F a jsou to fiktivní součinitelé pohybového odporu při chodu naprázdno a při zatíženém chodu.

Ze vzorců (6.27) a (6.28) vyplývají následující rovnice pro výpočet seřaďovacích součinitelů pohybových odporů při chodu naprázdno λ_O a při zatížení chodu λ_F , pro vyhodnocení se použijí naměřené výsledky.

seřaďovací pohybový odpor při chodu naprázdno:

$$\lambda_O = M_{WO} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_W}{m_W \cdot g \cdot v_u} = \frac{M_{WO}}{m_W \cdot g \cdot r_{Wa}} \quad (6.29)$$

$$\Rightarrow M_{WO} = \frac{m_W \cdot g \cdot r_{Wa}}{\lambda_O}$$

$$M_{WO} = \frac{21,4 \cdot 7,8 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{0,1}$$

$$M_{WO} = \underline{\underline{3\,275\,Nm}}$$

nebo lze vypočítat přes regresivní rovnici:

$$\lambda_O = \cos \varepsilon \cdot \mu_{FW} \quad (6.30)$$

$$\lambda_O = \cos 30 \cdot 0,1161$$

$$\lambda_O = \underline{\underline{0,1}}$$

seřaďovací pohybový odpor při zatíženém chodu:

$$\lambda_F = (M_W - M_{WO}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_W}{Q_m \cdot g \cdot L_W} = M_F \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_W}{m_F \cdot g \cdot v_F} \quad (6.31)$$

$$\Rightarrow M_F = \frac{m_F \cdot g \cdot v_F}{2 \cdot \pi \cdot n_W \cdot \lambda_F}$$

$$M_F = \frac{727 \cdot 9,81 \cdot 0,103}{2 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,118}$$

$$M_F = \underline{\underline{349\,Nm}}$$

také lze vypočítat přes regresivní rovnici:

$$\lambda_F = 0,02 \cdot \eta_F + 1,1 \quad (6.32)$$

$$\lambda_F = 0,02 \cdot 0,9 + 1,1$$

$$\lambda_F = \underline{\underline{1,118}}$$

Dalším důležitým bodem pro analýzu a porovnání výsledků průzkumu je definice specifického potřebného výkonu P_{spez} . Specifický potřebný výkon P_{spez} je podílem potřebného výkonu spirálového dopravníku P_F pro požadovaný potřebný hmotnostní dopravní výkon Q_m , kde tato hodnota je normována na dopravní vzdálenost 1 m. (6.33)

$$P_{\text{spez}} = \frac{P_W - P_O}{Q_m \cdot L_W} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_W}{L_W} \cdot \frac{M_W - M_{W0}}{Q_m}$$

případně.

$$P_{\text{spez}} = \frac{P_F}{Q_m \cdot L_W} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_W}{L_W} \cdot \frac{M_F}{Q_m} \quad (6.34)$$

$$P_{\text{spez}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,3}{7,8} \cdot \frac{349 \cdot 3,6}{33,7}$$

$$P_{\text{spez}} = \underline{\underline{9 \text{ W}}}$$

Ted' lze dopočítat potřebný výkon z rovnice (6.24):

$$P_W = P_O + P_{St} + P_F = g \cdot L_W \cdot \cos \varepsilon \cdot [\lambda_O \cdot \bar{m}_W \cdot v_u + Q_m \cdot (\lambda_F + \tan \varepsilon)] \quad (6.35)$$

$$P_W = 9,81 \cdot 7,8 \cdot \cos 30^\circ \cdot \left[0,1 \cdot 21,4 \cdot 0,377 + \frac{33,7}{3,6} \cdot (1,118 + \tan 30^\circ) \right]$$

$$P_W = 1103 \text{ W} = \underline{\underline{1,1 \text{ kW}}}$$

Hodnoty λ_S (obdobně λ_F) pro spirálový dopravník jsou pro některé sypké hmoty uvedeny v tab. 2 v DIN 15262 [3]. hodnoty $\lambda_O, \lambda_F, k_F$ a k_ε pro spirálový dopravník musí být určeny experimentálně pro různé sypké hmoty a provozní parametry.

Ke stanovení pevnostního výpočtu spirály resp. k výpočtu polohy uložení spirály u pohonu (axiální ložisko) je zapotřebí znát celkový kroutící moment a působící osovou sílu na spirále. S experimentálně zjištěnými hodnotami $\lambda_O, \lambda_F, k_F$

a k_ε je možné vypočítat celkový kroutící moment z rovnic (6.27), (6.28), (6.31) jak následuje:

$$M_W = \frac{g \cdot L_W \cdot (\lambda_O \cdot \bar{m}_W \cdot v_u + Q_m \cdot \lambda_F)}{\omega_W} \quad (6.36)$$

$$M_W = \frac{9,81 \cdot 7,8 \cdot \left(0,1 \cdot 21,4 \cdot 0,44 + \frac{33,7}{3,6} \cdot 1,118 \right)}{0,031}$$

$$M_W = \underline{\underline{27\,824\,\text{Nm}}}$$

úhlová rychlost spirály:

$$\omega_W = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_W}{60} \quad (6.37)$$

$$\omega_W = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,3}{60}$$

$$\omega_W = \underline{\underline{0,031\,\text{s}^{-1}}}$$

Z literatury pro návrh šnekového dopravníku [5, 13. 16] lze použít odhad osově síly na spirále, která je nasazena u výpočtu pohybového šroubu (s obdélníkovým závitem) k rovnoměrnému zdvínání a spouštění nákladu. Za předpokladu, že osová síla působí ve středním poloměru spirály.

Ve skutečnosti je poloha působíště osově síly F_{Sax} závislá na provozních podmínkách a na dopravovaném materiálu. Proto se toto vyjádření rozšíří o součinitele korekce, který přenesení výpočet na skutečnost. Tím výpočet osově síly na spirále v dopravníku vypadá následovně:

$$F_{\text{Sax}} = k_{\text{ax}} \cdot \frac{2 \cdot M_W}{d_{Wm} \cdot \tan(\alpha_m + \varphi_{FW})} \quad (6.38a)$$

$$F_{\text{Sax}} = 0,33 \cdot \frac{2 \cdot 29\,392}{0,32 \cdot \tan(21,7 + 6,62)}$$

$$F_{\text{Sax}} = \underline{\underline{106\,491\,\text{N}}}$$

$$\tan \alpha_m = \frac{l_{St}}{\pi \cdot d_{Wm}} \quad (6.38b)$$

$$\alpha_a = \arctan \frac{0,4}{\pi \cdot 0,32}$$

$$\alpha_a = \underline{\underline{21,7^\circ}}$$

k_{ax} lze vypočítat ve formě regresní rovnice.

$$k_{ax} = 0,3 \cdot \eta_F + 0,06 \quad (6.39)$$

$$k_{ax} = 0,3 \cdot 0,9 + 0,06$$

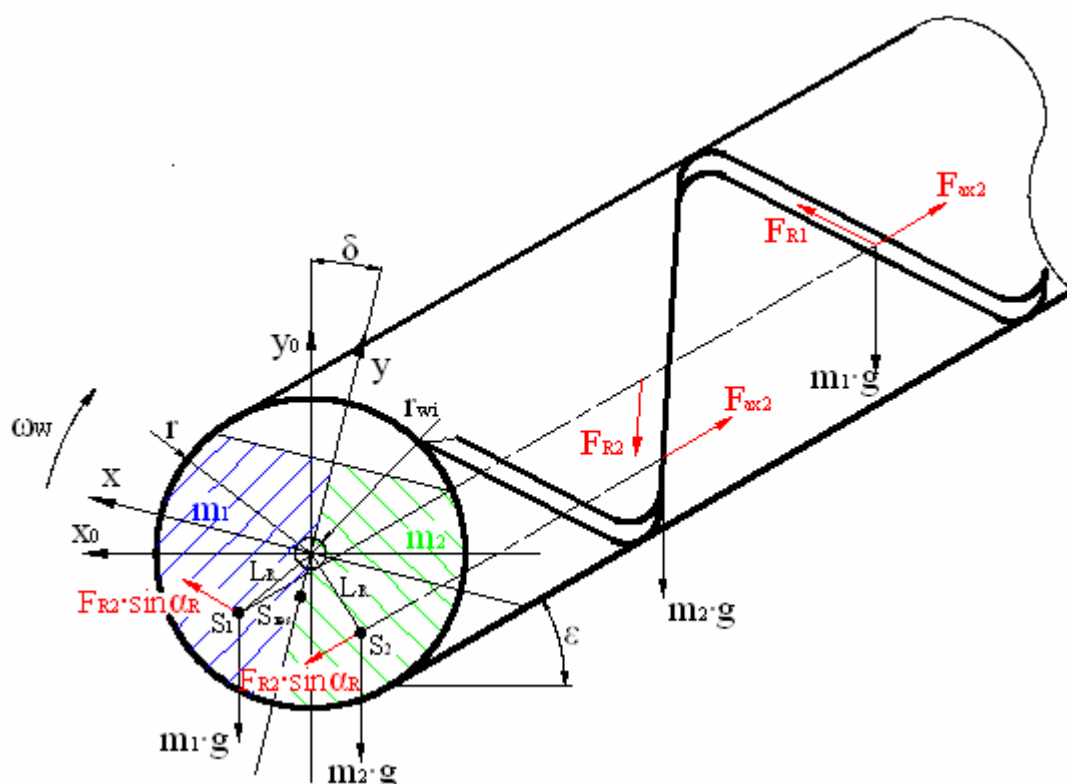
$$k_{ax} = 0,33$$

Na součinitele korekce k_{ax} resp. přizpůsobení vzorce (6.39) na skutečné poměry je ještě blíže uveden v další problematice výpočtů.

6.3.2 Analytický výpočtový model pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník

Analytický výpočtový model slouží k určení výsledné síly resp. části momentů způsobené sypkou hmotou na spirálu a koryto a z tohoto vyplývající potřebný výkon pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník. Základní myšlenka při tom spočívá v rozkladu tělesa sypké hmoty na dvě části, které působí na spirálu a koryto tíhovou silou. Vhodným rozkladem síly se určí jednotlivé třecí síly a momenty.

Z hmotnostních částí m_1 a m_2 se vyšetří následující silové složky F_{R1} a F_{R2} (třecí síly mezi spirálou a sypkou hmotou) jakož i F_{ax1} a F_{ax2} (složky axiálních sil na spirále od sypké hmoty) v ustáleném stavu. Po tom lze vypočítat potřebný výkon jakož i celá osová síla a krouticí moment na spirále.



Obr. 6.2 – síly a momenty v ustáleném stavu působící na sypkou hmotu od spirály ve spirálové komoře [18]

Schémata na obr. 6.2 a 6.4 zobrazují jak působí síly a momenty od spirály na sypkou hmotu.

Axiální síly působící na dopravovaný materiál:

$$F_{ax1} = m_1 \cdot g \cdot \sin \varepsilon + (m_1 \cdot g \cdot \cos \varepsilon - F_{R1} \cdot \sin \alpha_R \cdot \cos \beta_1) \cdot \mu_{FT} \quad (6.40)$$

$$F_{ax2} = m_2 \cdot g \cdot \sin \varepsilon + (m_2 \cdot g \cdot \cos \varepsilon + F_{R2} \cdot \sin \alpha_R \cdot \cos \beta_2) \cdot \mu_{FT} \quad (6.41)$$

Z toho lze následovně vypočítat třecí síly ve spirálové komoře z tření první hmotnostní části m_1 a druhé hmotnostní části m_2 na spirále

$$F_{R1} = \mu_{FW} \cdot F_{ax1} \cdot \sin \alpha_R \quad (6.42)$$

$$F_{R2} = \mu_{FW} \cdot F_{ax2} \cdot \sin \alpha_R \quad (6.43)$$

Ze vzorců (6.40) – (6.43) vyplývají následující rovnice pro třecí síly F_{R1} a F_{R2} :

$$F_{R1} = \frac{m_1 \cdot g \cdot \sin \alpha_R \cdot \mu_{FW} \cdot (\sin \varepsilon + \cos \varepsilon \cdot \mu_{FT})}{1 + \mu_{FT} \cdot \mu_{FW} \cdot \sin^2 \alpha_R \cdot \cos \beta_1} \quad (6.44)$$

$$F_{R2} = \frac{m_2 \cdot g \cdot \sin \alpha_R \cdot \mu_{FW} \cdot (\sin \varepsilon + \cos \varepsilon \cdot \mu_{FT})}{1 - \mu_{FT} \cdot \mu_{FW} \cdot \sin^2 \alpha_R \cdot \cos \beta_2} \quad (5.45)$$

Momenty v rovnovážném stavu kolem osy spirály, působí na sypkou hmotu ve spirálové komoře, z toho vyplývá:

$$(m_1 + m_2) \cdot g \cdot |y_{resO}| \cdot \sin \varepsilon = (F_{R1} + F_{R2}) \cdot L_R \cdot \sin \alpha_R \quad (5.46)$$

Pro hmotnostní části m_1 a m_2 jakož i pro celkovou hmotnost dopravovaného materiálu m ve spirálové komoře v rovnovážném stavu platí rovnice:

$$m = m_1 + m_2 \quad (5.47)$$

Rameno složek třecích sil L_R , úhel stoupání spirály α_R , poloměr spirály $r_W = L_R$, pomocný úhel β_1 a β_2 rovněž i souřadnice výsledného těžiště y_{resO} pro příčný řez dopravovaným materiálem lze vypočítat souřadnici těžiště pro hmotnostní části m_1 a m_2 v klidu resp. v ustáleném stavu.

$$y_{resO}, \alpha_R, L_R = f\{r_T, \eta_F\} \quad (5.48a)$$

$$\beta_1, \beta_2 = f\{r_T, \eta_F, \delta\} \quad (5.48b)$$

Ze vzorců (6.40) – (6.43) s ohledem na (6.48a), (6.48b) vzniká následná soustava rovnic, která se redukuje na rovnici s neznámým δ :

$$\sin \delta = \frac{\sin^2 \alpha_R \cdot \mu_{FW} \cdot (\sin \epsilon + \cos \epsilon \cdot \mu_{FT}) \cdot L_R}{|y_{res0}|} \quad (6.49)$$

$$\left(\frac{1}{1 - \mu_{FT} \cdot \mu_{FW} \cdot \sin^2 \alpha_R \cdot \cos \beta_2} + \frac{1}{1 + \mu_{FT} \cdot \mu_{FW} \cdot \sin^2 \alpha_R \cdot \cos \beta_1} \right)$$

$$\delta = \arcsin \frac{\sin^2 34 \cdot 0,1161 \cdot (\sin 30 + \cos 30 \cdot 0,1856) \cdot 94,5 \cdot 10^{-3}}{|-18,99 \cdot 10^{-3}|}$$

$$\left(\frac{1}{1 - 0,1856 \cdot 0,1161 \cdot \sin^2 34 \cdot \cos 0} + \frac{1}{1 + 0,1856 \cdot 0,1161 \cdot \sin^2 34 \cdot \cos 0} \right)$$

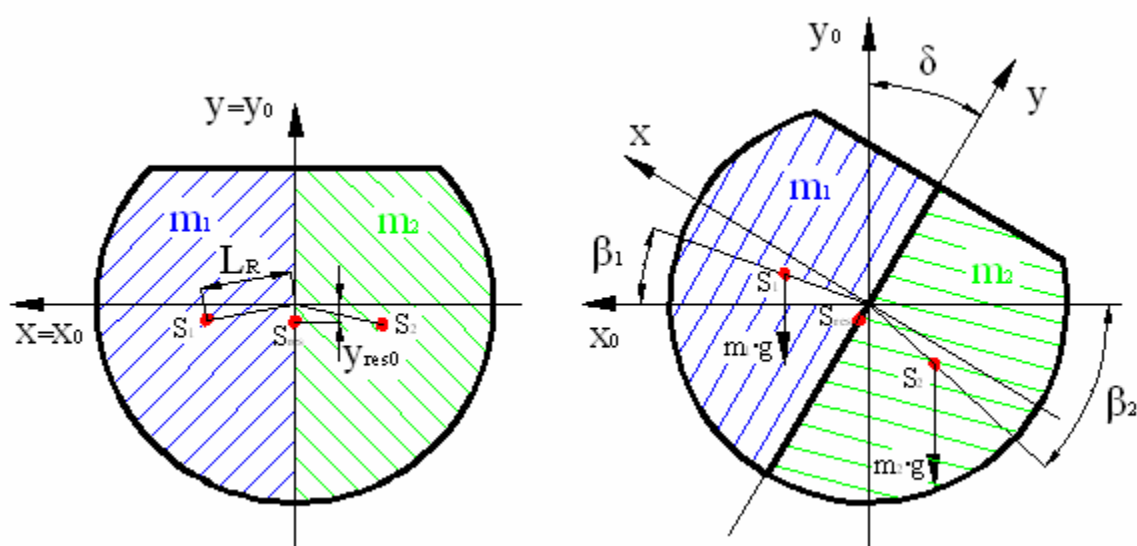
$$\delta = \underline{\underline{14^\circ}}$$

při čemž $\sin \delta$ je funkc: $\sin \delta = f\{r_T, l_{St}, \epsilon, \mu_{FT}, \mu_{FW}, \eta_F\}$ a můžeme ji řešit jen numericky.

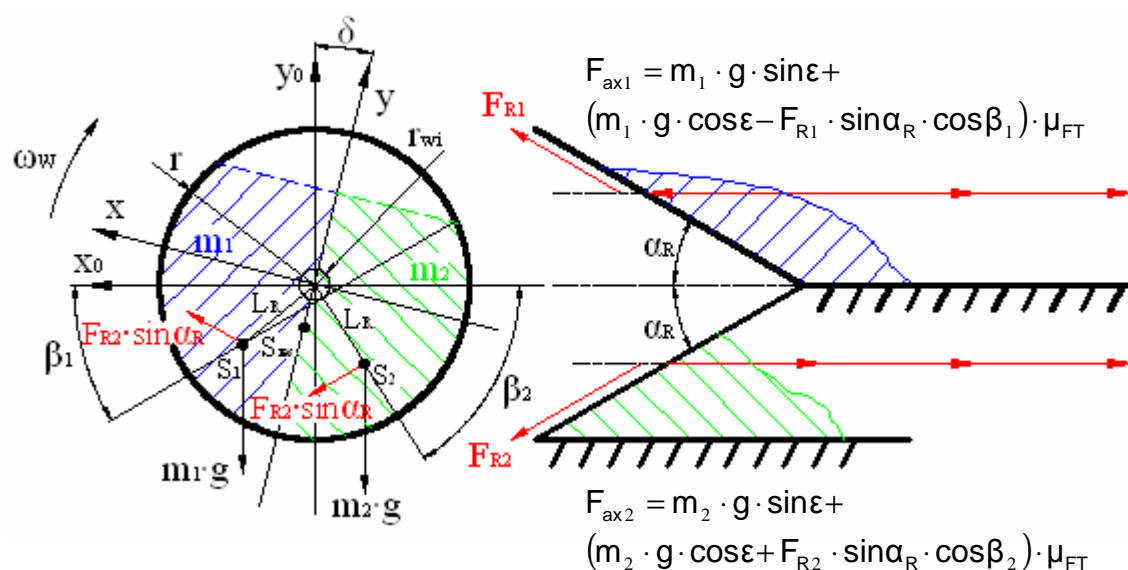
$$\operatorname{tg} \alpha_R = \frac{l_{St}}{\pi \cdot (2 \cdot L_R)}$$

$$\alpha_a = \arctan \frac{0,4}{\pi \cdot (2 \cdot 0,0945)}$$

$$\alpha_a = \underline{\underline{34^\circ}}$$



Obr. 6.3 – Rozdělení dopravovaného materiálu na dvě hmotnostní části



Obr. 6.4: Statické momenty a rovnováha sil sypké hmoty ve spirálové komoře v ustáleném stavu [18]

Podle numericky určeného úhlu δ , lze dopočítat pomocný úhel β_1 , β_2 ve spirálové komoře. Dále se mohou vypočíst třecí síly, jakožto i axiální síly ve spirálové komoře následkem tření hmotnostních částí m_1 a m_2 .

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
úhel stoupání spirály u poloměru spirály L_R	α_R	34	[°]
1 pomocný úhel	β_1	4	[°]
2 pomocný úhel	β_2	27	[°]
rameno složek třecích sil	L_R	$94,5 \cdot 10^{-3}$	[m]
souřadnice výsledného těžiště	y_{resO}	$-18,99 \cdot 10^{-3}$	[m]

Tab. 6.1 – zjištěné potřebné veličiny pomocí programu AutoCAD

$$m_1 = \left(\frac{m_F}{L_T} \cdot (I_{st} + I_1) \right) \cdot 0.5 \quad (6.50)$$

$$m_1 = \left(\frac{727}{8} \cdot (0,4 + 0,294) \right) \cdot 0.5$$

$$m_1 = \underline{\underline{31,5 \text{ kg}}}$$

$$m_2 = \left(\frac{m_F}{L_T} \cdot (l_{st} + l_2) \right) \cdot 0,5 \quad (6.51)$$

$$m_2 = \frac{727}{8} \cdot (0,4 + 0,078) \cdot 0,5$$

$$m_2 = \underline{\underline{21,7 \text{ kg}}}$$

$$F_{R1} = \frac{m_1 \cdot g \cdot \sin \alpha_R \cdot \mu_{FW} \cdot (\sin \varepsilon + \cos \varepsilon \cdot \mu_{FT})}{1 + \mu_{FT} \cdot \mu_{FW} \cdot \sin^2 \alpha_R \cdot \cos \beta_1} \quad (6.52)$$

$$F_{R1} = \frac{31,5 \cdot 9,81 \cdot \sin 34 \cdot 0,1161 \cdot (\sin 30 + \cos 30 \cdot 0,1856)}{1 + 0,1856 \cdot 0,1161 \cdot \sin^2 34 \cdot \cos 4}$$

$$F_{R1} = \underline{\underline{19,5 \text{ N}}}$$

$$F_{R2} = \frac{m_2 \cdot g \cdot \sin \alpha_R \cdot \mu_{FW} \cdot (\sin \varepsilon + \cos \varepsilon \cdot \mu_{FT})}{1 - \mu_{FT} \cdot \mu_{FW} \cdot \sin^2 \alpha_R \cdot \cos \beta_2} \quad (6.53)$$

$$F_{R2} = \frac{21,7 \cdot 9,81 \cdot \sin 34 \cdot 0,1161 \cdot (\sin 30 + \cos 30 \cdot 0,1856)}{1 - 0,1856 \cdot 0,1161 \cdot \sin^2 34 \cdot \cos 27}$$

$$F_{R2} = \underline{\underline{13,6 \text{ N}}}$$

$$F_{ax1} = m_1 \cdot g \cdot \sin \varepsilon + (m_1 \cdot g \cdot \cos \varepsilon - F_{R1} \cdot \sin \alpha_R \cdot \cos \beta_1) \cdot \mu_{FT} \quad (6.54)$$

$$F_{ax1} = 31,5 \cdot 9,81 \cdot \sin 30 + (31,5 \cdot 9,81 \cdot \cos 30 - 19,5 \cdot \sin 34 \cdot \cos 4) \cdot 0,1856$$

$$F_{ax1} = \underline{\underline{202 \text{ N}}}$$

$$F_{ax2} = m_2 \cdot g \cdot \sin \varepsilon + (m_2 \cdot g \cdot \cos \varepsilon + F_{R2} \cdot \sin \alpha_R \cdot \cos \beta_2) \cdot \mu_{FT} \quad (6.55)$$

$$F_{ax2} = 21,7 \cdot 9,81 \cdot \sin 30 + (21,7 \cdot 9,81 \cdot \cos 30 + 13,6 \cdot \sin 34 \cdot \cos 27) \cdot 0,1856$$

$$F_{ax2} = \underline{\underline{141 \text{ N}}}$$

Celková osová síla působící na spirálu resp. výsledný potřebný výkon.

$$F_{ax} = (F_{ax1} + F_{ax2}) \cdot z_W \quad (6.56)$$

$$F_{ax} = (202 + 141) \cdot 19,5$$

$$F_{ax} = \underline{\underline{6\,689 \text{ N}}}$$

$$P_{ax} = F_{ax} \cdot v_F = (F_{ax1} + F_{ax2}) \cdot z_W \cdot v_F \quad (6.57)$$

$$P_{ax} = F_{ax} \cdot v_F = (202 + 141) \cdot 19,5 \cdot 0,103$$

$$P_{ax} = \underline{\underline{688 \text{ W}}}$$

krouticí moment a potřebný výkon následkem tření sypké hmoty na spirále:

$$M_{FW} = z_W \cdot (F_{R1} + F_{R2}) \cdot L_R \cdot \sin \alpha_R$$

$$M_{FW} = 19,5 \cdot (19,5 + 13,6) \cdot 94,5 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 34 \quad (6.58)$$

$$M_{FW} = \underline{\underline{34,1 \text{ Nm}}}$$

$$P_{FW} = \omega_W \cdot z_W \cdot (F_{R1} + F_{R2}) \cdot L_R \cdot \sin \alpha_R \quad (6.59)$$

$$P_{FW} = 0,031 \cdot 19,5 \cdot (19,5 + 13,6) \cdot 94,5 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 34$$

$$P_{FW} = \underline{\underline{1,1 \text{ W}}}$$

Pro výpočet krouticího momentu vzniklého následkem tření spirály o žlab s ohledem na hmotnostní součinitel spirály k_W můžeme použít všeobecný Coulombův zákon tření:

$$M_{WO} = k_W \cdot m_W \cdot g \cdot \mu_{WT} \cdot r_{Wa} \cdot \cos \varepsilon \quad (6.60)$$

Hmotnostní součinitel k_W jednostranně uložené spirály, právě té hmotnostní části, kde se spirála opírá o dno žlabu a leží v intervalu $0 < k_W < 1$.

Když se v korytě nachází zbytkový materiál (což se v praxi skoro vždy vyskytuje), je ve vzorci (6.60) namísto součinitele tření spirály o žlab μ_{WT} použit součinitel tření spirály o zbytkový materiál μ_{FW} :

$$M_{WO} = k_W \cdot m_W \cdot g \cdot \mu_{FW} \cdot r_{Wa} \cdot \cos \varepsilon \quad (6.61)$$

$$M_{WO} = 0,9 \cdot 167 \cdot 9,81 \cdot 0,1161 \cdot 0,2 \cdot \cos 30$$

$$M_{WO} = \underline{\underline{29,7 \text{ Nm}}}$$

Potřebný výkon při chodu naprázdno potom vyjde:

$$P_O = M_{WO} \cdot \omega_W \quad (6.62)$$

$$P_O = 2,7 \cdot 0,031$$

$$P_O = \underline{\underline{1 \text{ W}}}$$

Veškerý potřebný výkon a celý krouticí moment resp. krouticí moment následkem tření sypké hmoty na hnacím hřídeli potom činí:

$$P_W = P_{ax} + P_{FW} + P_O \quad (6.63)$$

$$P_W = 688 + 1,1 + 1$$

$$P_W = \underline{\underline{690,1 \text{ W}}} = \underline{\underline{0,69 \text{ kW}}}$$

$$M_W = \frac{P_W}{\omega_W} \quad (6.64)$$

$$M_W = \frac{690,1}{0,031}$$

$$M_W = \underline{\underline{22\,261 \text{ Nm}}}$$

$$M_F = \frac{P_F}{\omega_W} = M_W - M_{WO} \quad (6.65)$$

$$M_F = 22\,261 - 29,7$$

$$M_F = \underline{\underline{22\,231 \text{ Nm}}}$$

Se stanoveným celkovým výkonem P_W nemůžeme v provozu počítat, protože se v dopravě vyskytují další přídatné pohybové odpory, které nelze počtářsky vyjádřit. Tyto účinky nelze početně řešit: krátkodobé blokování spirály (přiskřípnutím části hmoty mezi spirálu a žlab), komplikované stavy napětí ve žlabu (aktivní / pasivní), specifické vlastnosti sypkého materiálu (sklon sypké hmoty k fluidizaci, závislost na zhutňování se nebo přilnavosti) a účinky provozních parametrů. Očekává se vyšší pohybový odpor u opakovaného startu naloženého spirálového dopravníku s ulpěným materiálem na trase dopravníku, proto vychází vyšší výsledný pohybový odpor a z tohoto důvodu je nutné zvýšit celkový výkon.

Analytický výpočtový model umožňuje kromě výpočtu celkového pohybového odporu a potřebného výkonu také výpočet jednotlivých momentů a složky sil, které mohou prospívat pro pevnost resp. pro výpočty tribologie u spirálového dopravníku.

7 VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍCH PRŮZKUMŮ PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK

7.1 ÚVOD

2. část podává výsledky experimentálních průzkumů pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník a přizpůsobení se na formulaci výpočtů k návrhu a dimenzování principu dopravy pro různé skupiny sypkých hmot.

7.2 STANOVENÍ CÍLE PRŮZKUMU PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK

Pro kvalitativní a kvantitativní průzkumy spirálového dopravníku jakož i pro kontrolu a přizpůsobení (na skutečnost) se již rozvíjela v 1. části u analytické formulace výpočtů byly zřízeny dva náročné pokusy. Přes technické údaje, vybavení zkušebního zařízení rovněž i způsobu měření byla podána podrobná zpráva v [11].

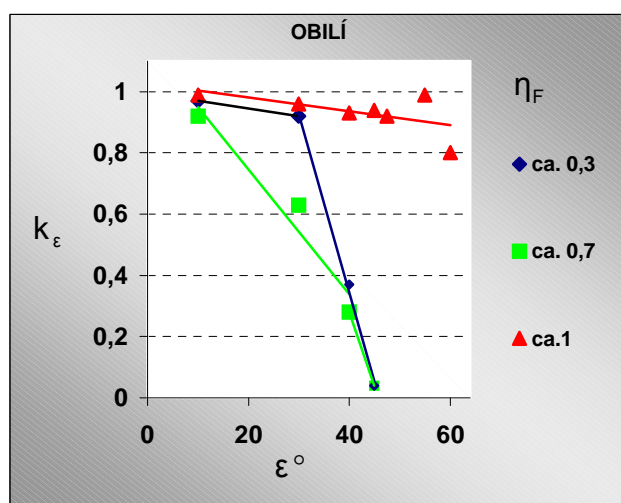
Početní řešení pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník má stanoveny následující cíle.

- Určení dopravního výkonu spirálového dopravníku (objemový a hmotnostní výkon) a z toho výsledné součinitele kontrakce pro dopravní rychlost k_F, k_ϵ
- Určení charakteristických mechanických hodnot (krouticí moment a osovou sílu na spirále a z toho výsledné fiktivní součinitele pohybového odporu λ_O, λ_F , případně specifický potřebný příkon P_{spz}).

Průzkumy jsou provedeny v závislosti na sypké hmotě a na provozních parametrech (počtu otáček, koeficientu plnění a úhlu sklonu dopravníku) spirálového dopravníku.

7.3 EXPERIMENTÁLNÍ VYŠETŘENÍ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI VE VODOROVNÉM A LEHCE SKLONĚNÉM SPIRÁLOVÉM DOPRAVNÍKU

Dopravní rychlost spirálového dopravníku vyšetříme z hmotnostního dopravního výkonu Q_m výsledného součinitele kontrakce pro dopravní rychlosti k_F, k_ε v závislosti na sypké hmotě, koeficientu plnění η_F a úhlu sklonu ε° spirálového dopravníku. Výsledky součinitele kontrakce pro dopravní rychlosti k_F, k_ε byly již stanoveny v 1. části výpočtů [18] známých rovnic (6.11) – (6.13), hrají důležitou roli při návrhu a dimenzování spirálového dopravníku.



Graf 7.1: výsledky součinitele kontrakce k_ε pro dopravní rychlost spirálového dopravníku z modelového pokusu [11]

Početní řešení spirálového dopravníku [11] ukázalo, že dopravní průběh v korytě je ne jen závislý na vlastnostech sypké hmoty, koeficientu plnění η_F , geometrii spirály a počtu otáček, ale je i ovlivněn úhlem sklonu ε° dopravníku. Z grafu 7.1 je patrné, že součinitel kontrakce k_ε klesá se stoupajícím úhlem sklonu ε° a je silně závislý na koeficientu plnění η_F a vlastnostech sypké hmoty. Obzvlášť drasticky klesá hodnota součinitele kontrakce k_ε na hodnotu $k_\varepsilon = 0$ při intervalu koeficientu plnění $0 < \eta_F \leq 0,9$. Tudiž diagramy v [11] potvrzují již zjištěnou skutečnost, že pro různý rozsah sklonu dopravníku existuje různý dopravní výkon.

Při bližším pozorování grafu 7.1 zjistíme, že u vyššího koeficientu plnění $0,3 < \eta_F \leq 0,9$ a vyššího úhlu sklonu $\varepsilon > 20^\circ$ součinitel kontrakce k_ε výrazně klesá než u malých hodnot koeficientu plnění $\eta_F \leq 0,3$ nebo u $\eta_F \approx 1,0$. Redukuje se téměř o polovinu při úhlu $\varepsilon \approx 30^\circ$. Jde o to, že při určitým úhlu sklonu ε a větším koeficientu plnění $0,3 < \eta_F \leq 0,9$ sypká hmota intenzívně proudí zpět přes vnitřní průměr spirály ve spirálové komoře a rotační složka při pohybu sypké hmoty je velmi výrazná, čímž skutečný objemový proud výrazně klesá ve srovnání s teoretickou hodnotou.

Tato skutečnost se musí zohlednit již v [11] u stanovení mezního úhlu pro rozsah sklonu a u volby geometrie listu spirály, protože spirálový dopravník pracuje převážně při vyšším koeficientu plnění, který zaručuje nejvyšší možnou výkonnost dopravníku.

Na tento způsob je doporučeno obzvlášť u zrnitého materiálu a vyššího koeficientu plnění $0,3 < \eta_F \leq 0,9$, buďto redukovat horní mezní hodnotu rozsahu sklonu dopravníku $\varepsilon \approx 32^\circ$ až ke $\varepsilon \approx 20^\circ$ nebo alespoň použít spirálu s co možná největší šířkou listu (třilistá geometrie spirály), tím může dopravník pracovat efektivněji.

Celkem vzato můžeme rozsah sklonu spirálového dopravníku v [11] dále upřesnit s ohledem na výše popsané okolnosti.

-rozsah pro vodorovný spirálový dopravník:

$$\eta_F \leq 0,3 \quad 0^\circ \leq \varepsilon_{HWF} < 32^\circ,$$

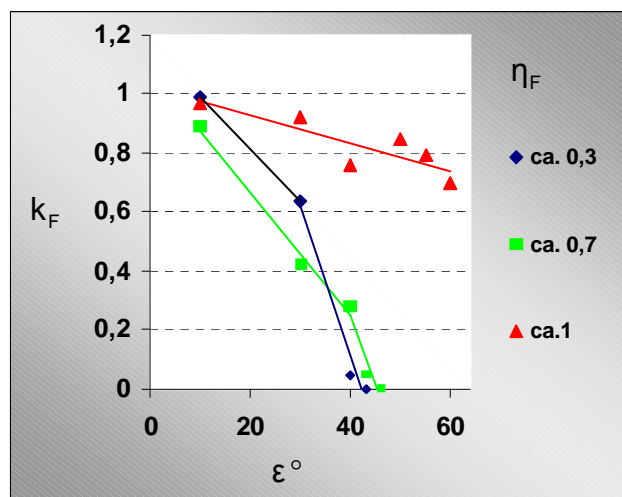
$$0,3 < \eta_F \leq 0,9 \quad 0^\circ \leq \varepsilon_{HWF} < 20^\circ,$$

-rozsah pro svislý spirálový dopravník (včetně oblasti přechodného uložení):

$$\eta_F \approx 1,0 \quad (20^\circ) 32^\circ \leq \varepsilon_{VWF} \leq 90^\circ.$$

Tento dodatek platí v průmyslu pro běžné spirály.

Součinitel k_F (graf 7.2) pro zrnité sypné hmoty v závislosti na jejich vlastnostech klesá se stoupajícím koeficientem plnění, protože sypká hmota se pohybuje přes vnitřní hranu spirály ve spirálové komoře a přibývá rotační složka v dopravovaném materiálu: proto bylo při provádění zkoušek přijato, že otáčky spirály, které leží v intervalu $0 < n_w \leq 50 \text{ min}^{-1}$, nemají žádný významný vliv na součinitele kontrakce pro dopravní rychlost. Toto přijetí je ještě nutno přezkoušet.



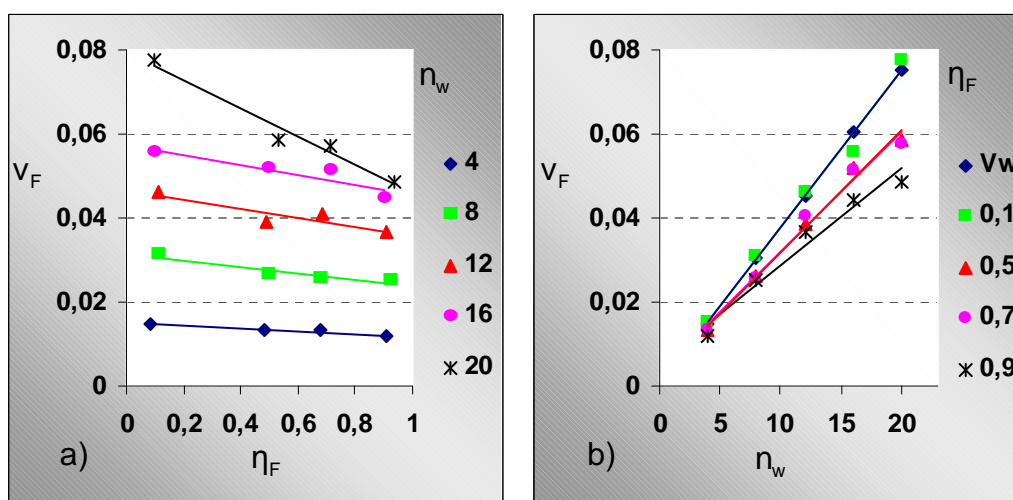
Graf 7. 2: výsledky součinitele kontrakce k_F pro dopravní rychlost spirálového dopravníku z modelového pokusu pro obilí a směs [11]

Jako další byla analýza dopravní rychlosti při provozní zkoušce vodorovného spirálového dopravníku v závislosti na počtu otáček spirály a koeficientu plnění. Graf 7.3 zobrazuje dopravní rychlost v_F pro obiloviny. Z grafu následuje, že dopravní rychlost v_F ve stacionárním stavu je závislá na počtu otáček spirály n_w a na mezní hodnotě sypké hmoty od koeficientu plnění η_F . Dopravní rychlost v_F klesá se vzrůstajícím koeficientem plnění η_F a vzrůstá přibližně lineárně s počtem otáček spirály n_w . Zde se dají rozdělit na dva rozsahy.

Rozsah 1: $\eta_F \leq (0,1 \dots 0,2)$, u $v_F \approx v_w$

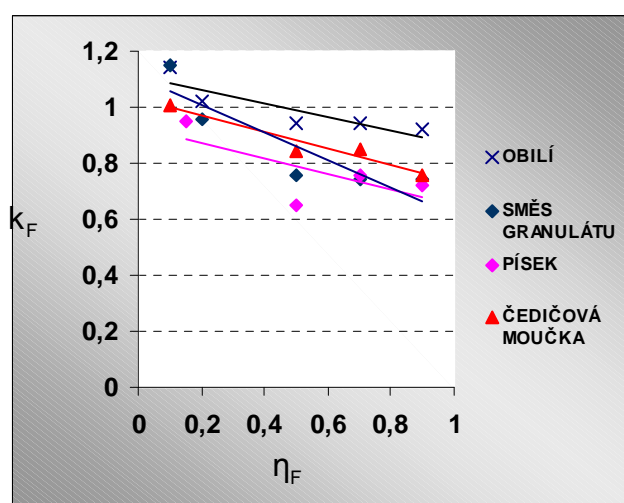
a

Rozsah 2: $\eta_F > (0,1 \dots 0,2)$, u $v_F < v_w$



Graf 7.3: dopravní rychlost v_F v závislosti na a) koeficientu plnění η_F
b) otáčkách spirály n_w [11]

Výsledný součinitel kontrakce k_F (graf 7.4) nastane rovněž, když je ve stacionárním stavu od koeficientu plnění η_F a je závislý na sypké hmotě a prakticky nezávislý na běžných pracovních otáčkách spirály n_w . Pokud sypká hmota nepadá přes vnitřní hranu spirály, platí pro všechny sypké hmoty $v_F \approx v_w$ a $k_F \approx 1$. Mezní koeficient plnění je u této podmínky porušen, souvisí s vlastnostmi sypké hmoty.



Graf 7.4: výsledky součinitele kontrakce k_F ve spirálovém dopravníku v závislosti na stupni plnění η_F společně pro všechny zkoumané sypké hmoty [11]

Z grafu 7.4 je patrné, že při běžném rozsahu počtu otáček spirály klesá součinitel kontrakce k_F se stoupajícím stupněm plnění a je závislý na druhu sypké hmoty.

Při srovnání grafů 7.2 a 7.4 vychází závěr, že průzkumy obou zkušebních zařízení podávají přibližně stejné hodnoty součinitele kontrakce k_F . To potvrzuje ještě jednou, že v experimentálních průzkumech jsou získané výsledky korektní.

Dále se dá z grafů 7.1, 2 a 7.4 poznat, že součinitele kontrakce pro obilí má vhodnější charakter než pro směs granulátu. Možné vysvětlení by pro to bylo, že obilí má zrna, které jsou ve srovnání s granulátem zřetelně větší. To vede k pozitivnímu účinku na translační složku dopravní rychlosti ve srovnání se směsí granulátu.

Výsledky součinitele kontrakce k_F a fiktivního součinitele pohybového odporu λ_F při zatíženém chodu pro obilí jsou také složena ve formě regresní rovnice.

$$k_F = -0,23 \cdot \eta_F + 1,1 \quad (7.1)$$

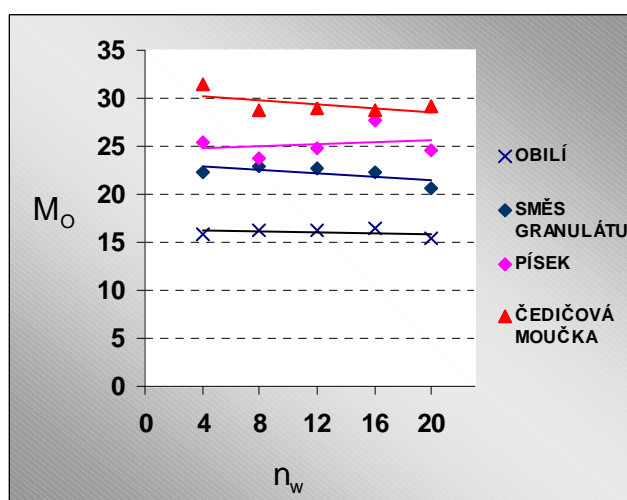
$$\lambda_F = 0,02 \cdot \eta_F + 1,1 \quad (7.2)$$

7.4 EXPERIMENTÁLNÍ VYŠETŘENÍ CHARAKTERISTICKÝCH MECHANICKÝCH PARAMETRŮ

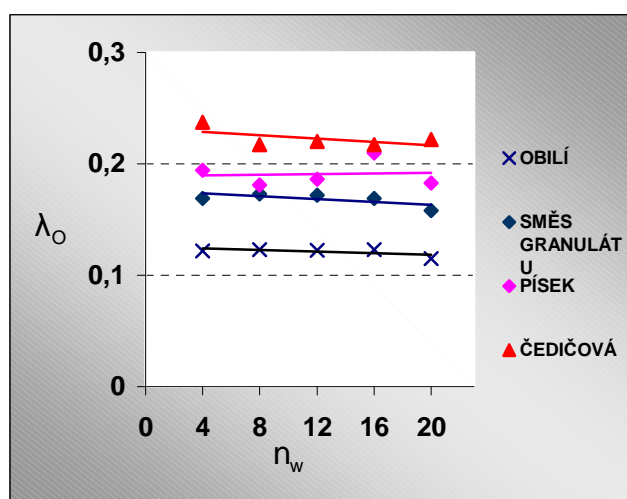
Pro experimentální vyšetření charakteristických mechanických parametrů byla použita provozní zkouška spirálového dopravníku [11]. Průzkumy zahrnují zkoušky v prázdném a v zatíženém chodu a umožňují změřit velikost působící osově síly na spirále a krouticí moment a z toho stanovit součinitele pohybového odporu v závislosti na sypké hmotě a provozních parametrech. Součinitele pohybového odporu hrají rozhodující úlohu při návrhu a dimenzování spirálového dopravníku.

7.4.1 Zkouška při chodu naprázdno

K očekávání při chodu naprázdno v provozní zkoušce spirálového dopravníku nastává měřený kroutící moment naprázdno M_{WO} . Vychází z počtu otáček spirály n_w a fiktivního součinitele pohybového odporu λ_O (vypočítaný v rovnici (6.30), [11]). Je téměř nezávislá konstantní hodnota jehož velikost závisí jen na součiniteli tření mezi zbytkovým materiálem a spirálou μ_{FW} a je vypočitatelný fyzikálně pomocí Coulombova zákona tření (graf 7.5, 7.6). Tím jsou hodnoty M_{WO} a λ_O větší o součinitel tření mezi zbytkovým materiálem a spirálou μ_{FW} .



Graf 7.5: kroučící moment při chodu naprázdno M_O v závislosti na otáčkách spirály n_w společně pro všechny zkoumané sypké hmoty [11]



Graf 7.6: fiktivní součinitel pohybového odporu λ_O v závislosti na otáčkách spirály n_w společně pro všechny zkoumané sypké hmoty [11]

Z rovnic (6.36) a (6.62) [18] vychází všeobecný fiktivní součinitel pohybového odporu pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník s ohledem na hmotnostního součinitele spirály k_w při chodu naprázdno:

$$\lambda_o = k_w \cdot \cos \varepsilon \cdot \mu_{FW} \quad (7.3)$$

Hodnota hmotnostního součinitele spirály k_w je silně závislá na montážní toleranci a mohou být rozdílná pro tentýž spirálový dopravník při opakované montáži a demontáži. Proto by mělo být u praktických výpočtů přijato, že se celá váha spirály opírá o dno koryta a potom je hodnota $k_w \approx 1$. S touto akceptací je projektování vodorovného spirálového dopravníku jistější. Potom fiktivní součinitel pohybového odporu v chodu naprázdno je vypočten následovně:

$$\lambda_o = \cos \varepsilon \cdot \mu_{FW} \quad (7.4)$$

7.4.2 Zkouška při zatíženém chodu

V praxi se velmi rozšiřuje konstrukční návrh pro vodorovně-svislý dopravník (To znamená, že vodorovný a svislý spirálový dopravník jsou navzájem propojeny) tak i u plánování experimentu a provedení provozního zkoušky dopravníku bude zvlášť důležitý, správně zvolit rychlostní poměr mezi vodorovným a svislým dopravníkem, kvůli zamezení mechanických přetížení v místě předání mezi dopravníky následkem příliš velkých lisovacích tlaků. Experimentální průzkumy u provozního zkušebního stavu dopravníku ukázaly, že rychlostní poměr mezi nimi (se stejnou geometrií), musí splňovat následující podmínku, aby svislý dopravník mohl odebírat dopravovaný materiál bez dodatečných lisovacích tlaků v místě předání:

$$\frac{n_{wv}}{n_{wh}} > 1,5 \quad (7.5)$$

V praxi některé firmy volí při návrhu konstrukce vodorovného a svislého spirálového dopravníku svislý se stejnými otáčkami spirály ale s větším rozměrem než má vodorovný, kvůli zamezení možného pěchování dopravovaného materiálu v místě předání mezi dopravníky. V tomto případě z praktické zkušenosti je také výhodnější možnost opravy zařízení při eventuálním vzdutí materiálu.

U provádění zkoušky [11] byl lisovací tlak odměřen a odečtený od celkové hodnoty osově síly, protože u průzkumu se měl určit pohybový odpor, který vznikl třením sypké hmoty v dopravníku. Když bude zachovávaný rychlostní poměr v rovnici (7.5), je lisovací tlak v místě předání zanedbatelný.

Tudíž se zohledňuje vzrůst momentu a osově síly při rozběhu dopravníku a z praktického hlediska platí následovný vypočet:

$$M_{an} = k_{an} \cdot M_w \quad (7.6)$$

eventuálně

$$F_{an} = k_{an} \cdot F_{Wax} \quad (7.7)$$

Rozběhový součinitel k_{an} pro kohezní práškovité sypké hmoty činí:

$$k_{an} \approx (1,3 \dots 1,5) \quad (7.8)$$

Pro zrnité volně tekoucí sypké hmoty můžeme přijmout rozběhový součinitel následující:

$$k_{an} \approx 1,0 \quad (7.9)$$

Na základě experimentálních průzkumů můžeme určit, že celkový krouticí moment a osová síla pro zrnité sypké hmoty (obilí, písek, směs granulátu) stoupá přibližně lineárně s koeficientem plnění. V běžném rozsahu otáček byl celkový krouticí moment a osová síla ve vodorovném spirálovém dopravníku prakticky nezávislý na otáčkách.

Ze změřených hodnot celkového krouticího momentu a hmotnostního dopravního výkonu lze dle rovnic (6.31) – (6.33) [18] vypočítat specifický potřebný výkon P_{spz} , fiktivní součinitel pohybového odporu λ_F v závislosti na sypké hmotě, a které jsou téměř nezávislé na počtu otáček spirály. Obě veličiny podle očekávání stoupají lineárně s koeficientem plnění.

Jiný výsledek zjistíme u zrnitých materiálů (např. u čedičové moučky). Zde musíme rychlost rozdělit na dva rozsahy pro koeficient plnění $\eta_F \approx 0,5$. Hranice leží asi v $n_W = 8 \text{ min}^{-1}$.

rozsah 1: $n_W < 8 \text{ min}^{-1}$

a

rozsah 2: $n_W \geq 8 \text{ min}^{-1}$

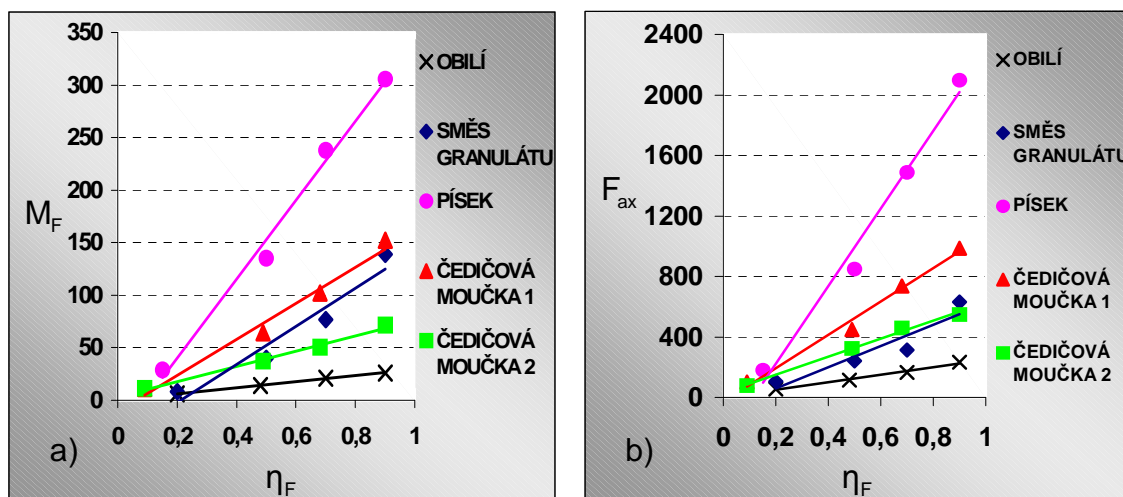
U kohezních, práškovitých sypkých hmot při menších otáčkách spirály n_W silně vzrůstají charakteristické mechanické parametry v závislosti na koeficientu plnění η_F než při větších otáčkách. Příčinou jsou adhezní a kohezní vlastnosti sypké hmoty, zvláště se projeví při malých otáčkách spirály $n_W < 8 \text{ min}^{-1}$. Takové podmínky při dopravě materiálu vedou k tomu, že se musí překonat tření mezi sypkou hmotou a korytem také velké vnitřní třecí síly v sypké hmotě. To se projeví v přírůstku charakteristických mechanických parametrů ($M_W, F_{ax}, \lambda_F, P_{spz}$) a zvětšením úhlu vychýlení sypké hmoty (úhel pootočení) δ .

Při tom je důležitý vyzdvihnout, že při malých otáčkách spirály je třeba provést laboratorní průzkum vlastností sypké hmoty (hustotu sypké hmoty, součinitel tření mezi hmotou a spirálou, hmotou a korytem), při vyšších otáčkách spirály vzhledem k fluidizaci sypké hmoty je průzkum bezvýznamný.

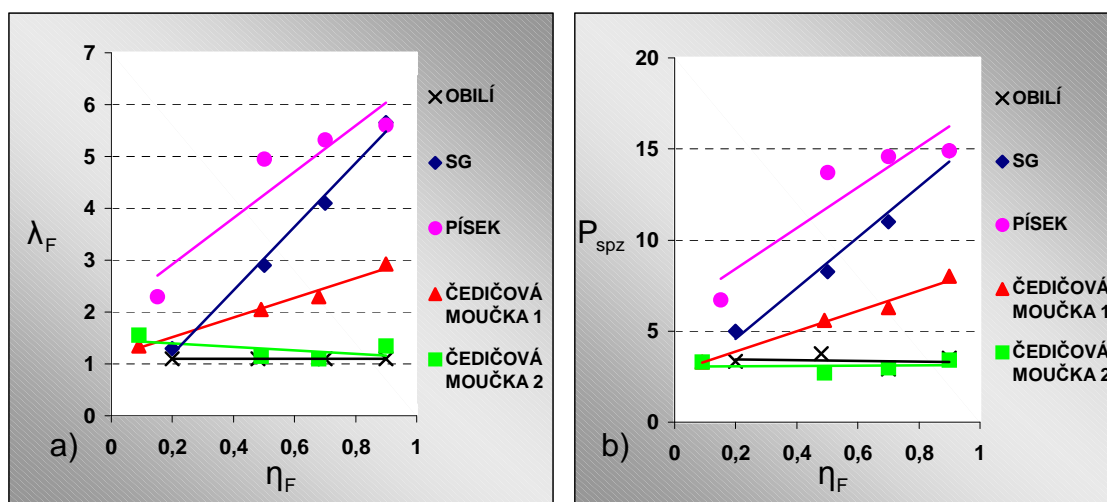
Následkem fluidizačních procesů v sypké hmotě při otáčkách spirály $n_W \geq 8 \text{ min}^{-1}$ vypadává tření za klidu; zmenší se hustota sypké hmoty, tření mezi sypkou hmotou a spirálou, sypkou hmotou a korytem, přilnavost a koheze. Proto se přijmou vlastnosti čedičové moučky, která odpovídá vlastnosti sypké hmotě prozkoumané v laboratoři s menšími mechanickými parametry ($M_W, F_{ax}, \lambda_F, P_{spz}$).

Je důležité zdůraznit, že musíme nadále zachovat přijetí, které bylo v této práci učiněno. A to, že vlastnosti dopravované sypké hmoty ve spirálovém dopravníku jsou konstantní. Proto přichází v úvahu pro další analýzu měření výsledků pro čedičovou moučku jen při otáčkách spirály $n_W = 4 \text{ min}^{-1}$. Výrobci spirálového dopravníku musí ale pro práškovité sypké hmoty počítat s otáčkami

spirály $n_w \geq 8 \text{ min}^{-1}$ a k tomu upotřebí odpovídající graf pro čedičovou moučku při otáčkách $n_w = 8 \dots 20 \text{ min}^{-1}$, protože používání spirálového dopravníku s menšími otáčky spirály $n_w < 8 \text{ min}^{-1}$ je efektivní na základě menšího dopravního objemového výkonu a větších hodnot M_w , F_{ax} , λ_F a P_{spz} .



Graf 7.7: a) krouticí moment M_F , b) osová síla F_{ax} na spirále [11]



Graf 7.8: a) fiktivní součinitel pohybového odporu λ_F , b) specifický potřebný výkon P_{spz} [11]

Grafy 7.7 a 7.8 obsahují výsledky hodnot v závislosti na druhu sypké hmoty: krouticí moment M_F , osovou sílu F_{ax} na spirále, fiktivní součinitel pohybového odporu λ_F a specifický potřebný výkon P_{spz} v závislosti na

koeficientu plnění η_F pro všechny dopravní zkoušky společně se zvolenou sypkou hmotou.

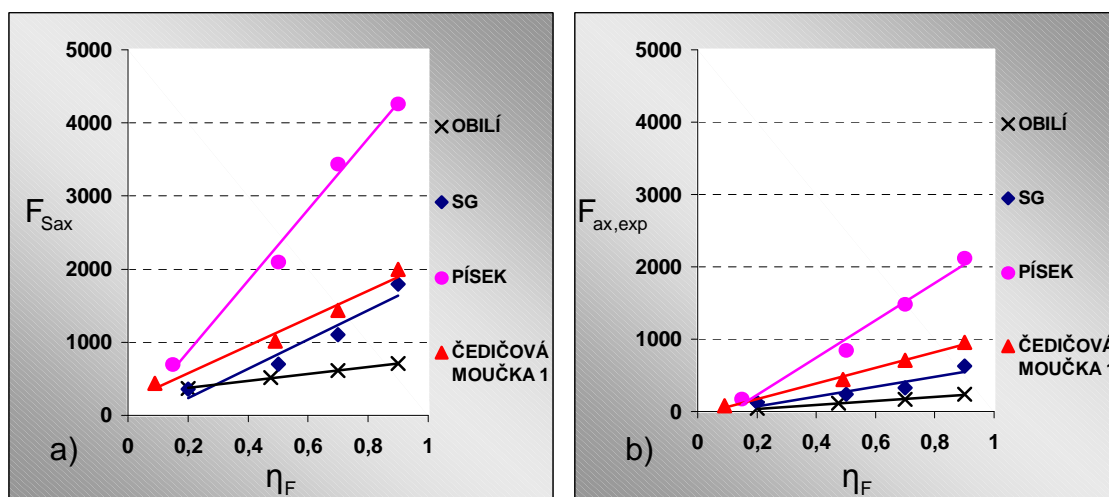
Z toho je patrné, že charakteristické mechanické parametry se stoupajícím koeficientem plnění η_F vzrůstají, ale pro nefluidizační sypké hmoty jsou nezávislé na počtu otáček spirály n_w . Vzrůst charakteristických mechanických parametrů závisí na vlastnosti sypkých hmot. Pro některé sypké materiály, jako např. jemný písek je vzrůst mechanických charakteristických parametrů výrazně silnější, než u jiných materiálů (vzrůst u obilí je stěží znatelný).

Grafy 4 a 8 vykazují výsledky experimentálních průzkumů v provozní zkoušce spirálového dopravníku ale také mohou být ve formě souhrnných regresních rovnic (7.1) a (7.2).

7.5 PŘÍZPŮSOBNÍ VÝPOČETNÍ FORMULACE PRO VODOROVNÝ A LEHCE SKLONĚNÝ SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK NA SKUTEČNOST

7.5.1 Zjednodušený základ výpočtu

U výpočtů [18] (kapitola 6.3) byl formulován zjednodušený základ výpočtu resp. analytický výpočtový model pro VIsSD. Zjednodušený základ výpočtu můžeme přizpůsobit na skutečné poměry dopravy sypké hmoty přes hodnoty $\lambda_O, \lambda_F, k_F$ a k_ϵ , které lze získat z experimentálních průzkumů. Výjimku představuje vyjádření (6.38) [18], u které byla určena osová síla působící na spirálu z celkového kroutícího momentu na spirále M_w z rovnice (6.36) [18].



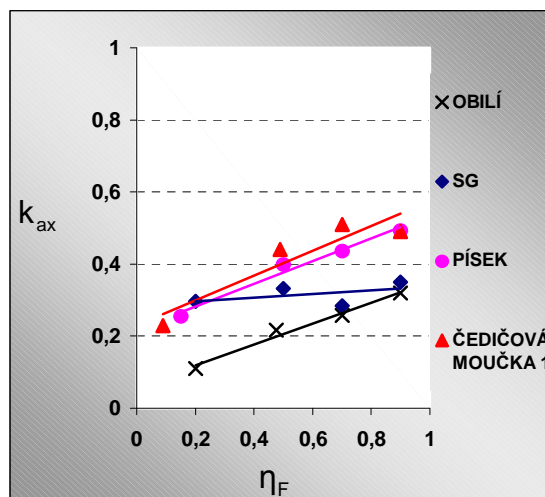
Graf 7.9 :a) početní osová síla na spirále F_{Sax} , b) naměřená osová síla z experimentu $F_{ax,exp}$ [11]

Graf 7.9 zobrazuje početně vyjádřenou osovou sílu na spirále F_{Sax} (6.38) [18] při $k_{ax}=1$ a z experimentu naměřená hodnota $F_{ax,exp}$ v závislosti na koeficientu plnění η_F pro všechny prozkoumané sypké materiály. Je patrné, že sice nastává podobně vzrůstající tendence se stoupajícím koeficientem plnění, avšak naměřené hodnoty jsou o polovinu menší než početně řešené hodnoty. Příčina je zřejmě ve vyjádření (6.38) kde se učinilo přijetí, že osová síla působí ve středním poloměru spirály.

Bylo už uvedené, že poloha působíště osově síly F_{Sax} je závislá na provozních parametrech a na dopravované sypké hmotě. Proto je rovnice (6.38) [18] nezpůsobila pro určení osově síly na spirále bez dalšího přizpůsobení na skutečnost.

Přizpůsobení na skutečnost můžeme docílit přes korekční součinitel k_{ax} :

$$k_{ax} = \frac{F_{ax,exp}}{F_{Sax}} \quad (7.10)$$



Graf 7.10: korekční součinitel k_{ax} pro osovou sílu F_{Sax} [11]

Graf 7.10 zobrazuje jak vyšetřit korekční součinitel k_{ax} pro osovou sílu F_{Sax} v závislosti na koeficientu plnění η_F a sypké hmotě. Obdobně jako u kapitoly 7.3 rovnice (7.1) a (7.2), můžeme křivku k_{ax} graf 7.10 vypočítat ve formě regresní rovnice.

$$k_{ax} = 0,3 \cdot \eta_F + 0,06 \quad (7.11)$$

$$k_{ax} = 0,3 \cdot 0,9 + 0,06$$

$$k_{ax} = \underline{\underline{0,33}}$$

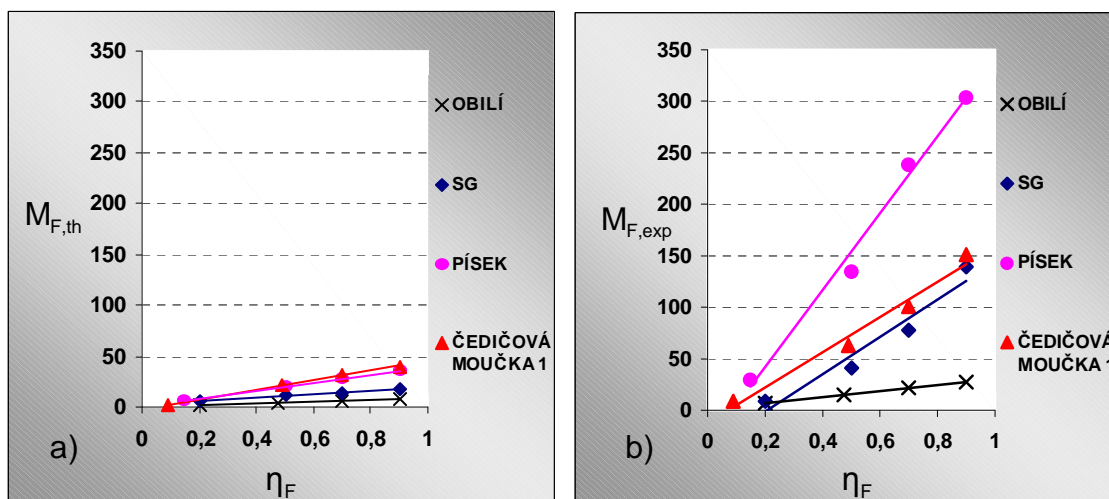
K praktičnosti výpočtů ale také ke zhodnocení působení osově síly na spirálu F_{Sax} se může zvolit korekční součinitel k_{ax} z následujícího intervalu:

$$k_{ax} = (0,2 \dots 0,5) \quad (7.11)$$

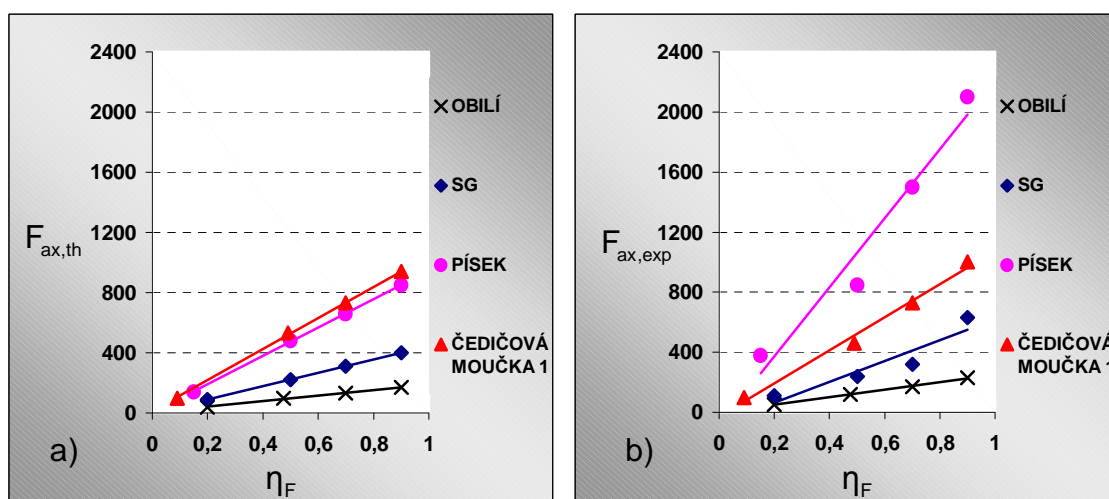
kde větší hodnoty platí pro nesnadně resp. obtížně dopravovatelné sypké materiály, pro větší koeficient plnění a větší úhly sklonu dopravníku.

7.5.2 Analytický výpočtový model

Dále musíme pro výklad důležitých formulací z kapitoly 6.3.2 [18] přizpůsobit analytický výpočtový model na skutečnost.



Graf 7.11 :a) teoretický výsledný krouticí moment $M_{F,th}$, b) naměřený výsledný krouticí moment z experimentu $M_{F,exp}$ [11]



Graf 7.12 a) teoretická osová síla na spirále $F_{ax,th}$, b) naměřená osová síla z experimentu $F_{ax,exp}$ [11]

Grafy 7.11 a 7.12 ukazují z analytického výpočtového modelu výsledný krouticí moment a osovou sílu na spirále $M_{F,th}$, $F_{ax,th}$ a z experimentu obdržíme hodnoty $M_{F,exp}$, $F_{ax,exp}$ v závislosti na koeficientu plnění η_F pro sypané materiály - oves, směs granulátu, jemný písek a čedičovou moučku.

Ze srovnání obou grafů následuje, že analytický výpočtový model teoreticky vyšetří hodnoty krouticího momentu $M_{F,th}$ a osově síly $F_{ax,th}$ při stejné (vzestupné) tendenci v závislosti na koeficientu plnění, avšak nevykazuje stejné

číselné hodnoty. To ukazuje jednoznačnou komplexní závislost hodnot M_F a F_{ax} na vlastnosti sypké hmoty, koeficientu plnění, geometrii spirály, fluidizaci materiálu a také na počtu otáček spirály. Analytický výpočtový model kvůli “kalibraci”, nemusí pochopitelně souhlasit. Doplnkový pohybový odpor přes zavedené součinitele korekce pohybového odporu pro kroutící moment spirály λ_{MW}^* a osovou sílu λ_{Fax}^* se určí početně.

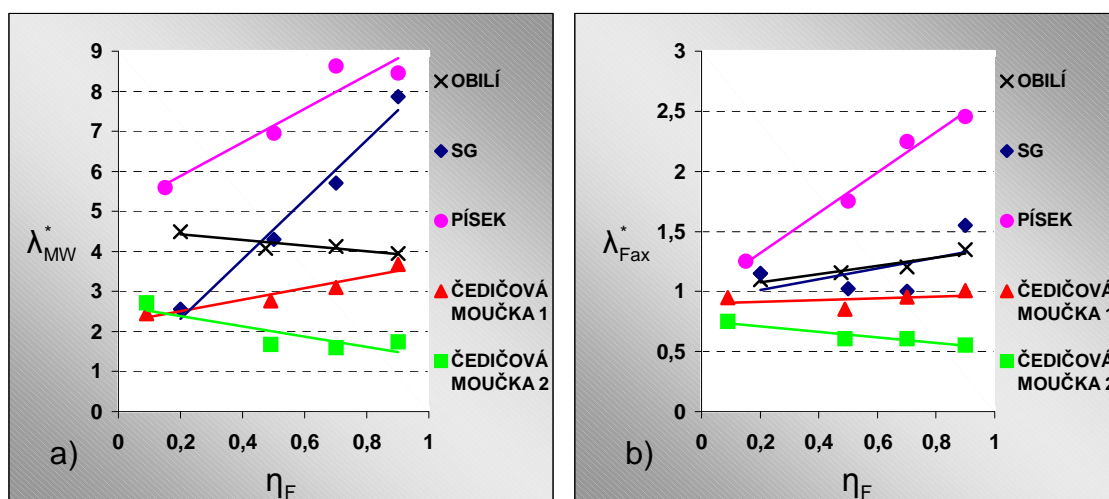
Zde zavedené hodnoty λ_{MW}^* a λ_{Fax}^* vyplývají z poměru mezi teoreticky vyšetřeny a experimentálně stanovenými hodnotami krouticího momentu $M_{F,th}$, $M_{F,exp}$ a osově síly $F_{ax,th}$, $F_{ax,exp}$.

Následkem tření sypké hmoty se zavádí pro vodorovný spirálový dopravník součinitele korekce pohybového odporu pro kroutící moment spirály λ_{MW}^* a osovou sílu λ_{Fax}^* a vypočítají se následovně:

$$\lambda_{MW}^* = \frac{M_{F,exp}}{M_{F,th}} \quad (7.12)$$

a

$$\lambda_{Fax}^* = \frac{F_{ax,exp}}{F_{ax,th}} \quad (7.13)$$



Graf 7.12 korekční součinitele pohybového odporu pro a) kroutící moment spirály

λ_{MW}^* , b) osovou sílu λ_{Fax}^* [11]

Graf 7.13 zobrazuje korekční součinitele pohybového odporu pro kroutící moment spirály λ_{MW}^* a osově síly λ_{Fax}^* v závislosti na koeficientu plnění η_F a pro právě dopravovanou sypkou hmotu (obilí, směs granulátu, písek a čedičové moučky 1 a 2).

Také zde v grafu 7.13 se ukázala závislost součinitele pohybového odporu pro kroutící moment spirály λ_{MW}^* a osovou síly λ_{Fax}^* na koeficientu plnění η_F , výpočet byl opět pro obilí shrnut ve formě regresní rovnice.

$$\lambda_{MW}^* = -0,71 \cdot \eta_F + 4,6 \quad (7.13)$$

$$\lambda_{MW}^* = -0,71 \cdot 0,9 + 4,6$$

$$\lambda_{MW}^* = \underline{\underline{3,961}}$$

$$\lambda_{Fax}^* = 0,33 \cdot \eta_F + 1,1 \quad (7.14)$$

$$\lambda_{Fax}^* = 0,33 \cdot 0,9 + 1,1$$

$$\lambda_{Fax}^* = \underline{\underline{1,397}}$$

Potom skutečná osová síla a kroutící moment:

$$F_{ax}^* = \lambda_{Fax}^* \cdot F_{ax} \quad (7.15)$$

$$F_{ax}^* = 1,397 \cdot 6\,689$$

$$F_{ax}^* = \underline{\underline{9\,345\,N}}$$

Skutečný dopravní výkon:

$$P_W^* = F_{ax}^* \cdot v_F \quad (7.17)$$

$$P_W^* = 9\,345 \cdot 0,103$$

$$P_W^* = \underline{\underline{963\,W}} = \underline{\underline{0,96\,kW}}$$

$$M_W^* = M_W \cdot \lambda_{MW}^* \quad (7.16)$$

$$M_W^* = 22\,231 \cdot 3,961$$

$$M_W^* = \underline{\underline{88\,057\,Nm}}$$

ZÁVĚR

Metoda výpočtu	Výkon
Výpočet výkonu pomocí odporových sil v dopravníku	$P = 1,58 \text{ kW}$
Základy výpočtů pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník	$P_w = 1,1 \text{ kW}$
Analytický výpočtový model	$P_w^* = 0,96 \text{ kW}$

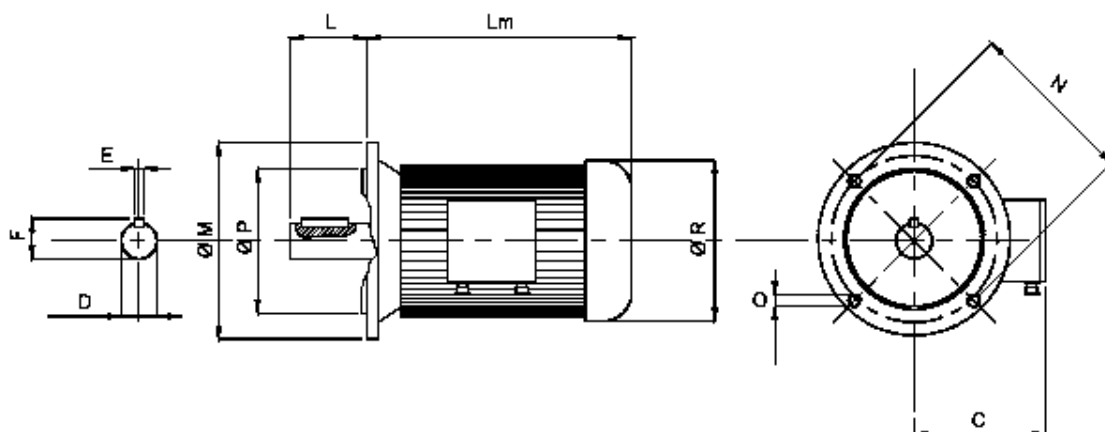
Tab. 7.1 – výsledky výkonů

Pomocí tří početních metod jsem vyšetřil tři různé potřebné výkony bezosého šnekového dopravníku. Za nejlépe zpracovanou a věrohodnou považuji analitický výpočtový model, kde kvůli dosáhnutí efektivního návrhu provedení spirálového dopravníku, byl proveden rozsáhlejší teoretický a experimentální průzkum u provozní a modelové zkoušky spirálového dopravníku [11], [18] a byly vyšetřeny různé empirické faktory, které umožní propojení mezi teorií a skutečností.

Během experimentálního průzkumu se ukázalo, že provozní parametry dopravníku a vlastnosti sypké hmoty mají významný vliv na charakteristické mechanické parametry a na dopravní průběh ve spirálovém dopravníku.

Ačkoliv analytický výpočtový model vystihuje lepší fyzikální procesy v korytě vodorovného spirálového dopravníku, nemá na základě svojí komplexnosti z praktického pohledu průmyslových výrobců systémů spirálového dopravníků žádnou rozhodující výhodu ve srovnání se zjednodušeným základem výpočtu. Stejně jako analytická výpočtová metoda tak i zjednodušený základ výpočtu potřebuje určitý empirický korekční faktor, kvůli zachování přímé skutečnosti výpočtových výsledků.

Proto volím elektromotor podle výsledku ze základních výpočtů pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník z technického katalogu firmy WAM (WA.01050.T) elektromotor MT 90 L o výkonu $P = 1,5 \text{ kW}$ [26].

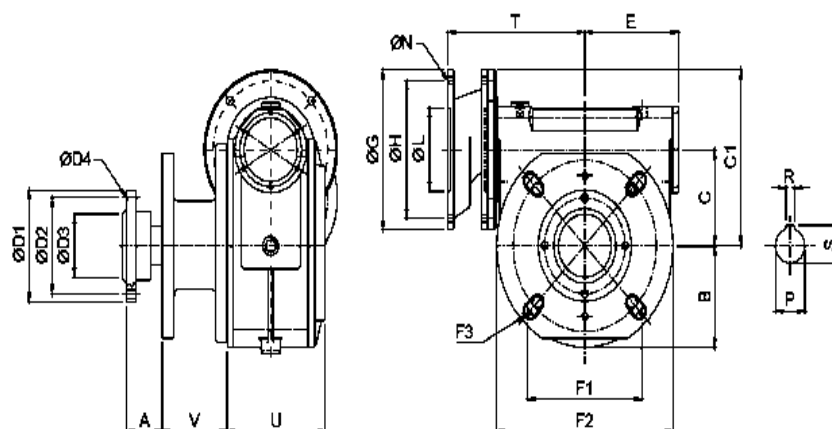


Obr. 7.1– hlavní rozměry elektromotoru [26]

kW	Mot.	Kód	C	D	E	F	L	Lm	M	N	O	P	R	kg
1,5	90L	MT0900L04145	126	24	8	27	50	273	200	165	12,5	130	180	26

Tab. 7.2 – parametry elektromotoru [26]

Volím převodovku z technického katalogu firmy WAM (WA.01050.T) převodovku RA 85 [26].

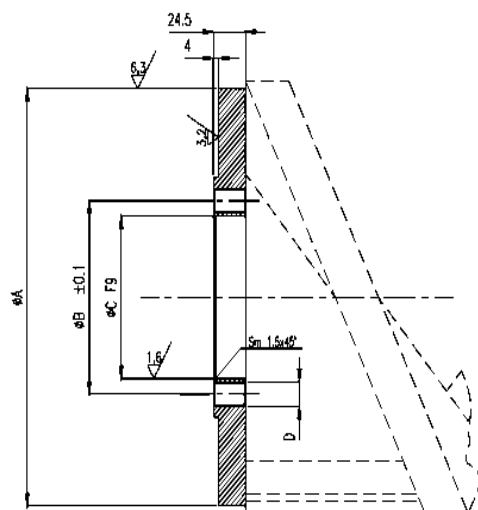


Obr. 7.2 – hlavní rozměry převodovky [26]

Typ	A	B	C	C1	D1	D2	D3	D4	E	F1	F2
RA 85	72,5	105	85	165,5	110	85	65	12,5	111	105	178
F3	G	H	L	N	P	R	S	T	U	V	kg
13	200	165	130	M 10	24	8	27	212	120	95	30

Tab. 7.3 – parametry převodovky [26]

Pro spirálu o průměru 400 a pro převodovku RA 85 volím unašeč XAZ 085



Obr. 7.2 – hlavní rozměry unašeče [26]

Kód	A	B	C	D	Počet šroubů	kg
XAZ085E040	365	85	65	M12	6	13,5

Tab. 7.3 – parametry unašeče [26]

Teoretické průzkumy obsahovaly vývoj zjednodušených základů výpočtu a analytický výpočtový model [18]. Tento empirický faktor byl včleněn do teoretické výpočetní formulace. Během experimentálních průzkumů spirálového dopravníku s následnými provozními a geometrickými parametry bylo stanoveno, že se celkové rozmezí úhlu sklonu dopravníku rozdělí ve směr dopravy vodorovný a lehce skloněný a ve směr vertikální a silně skloněný (vertikální a silně skloněný dopravník zahrnuje jednu přechodnou oblast). Proces dopravy (chování sypké hmoty v korytě) vodorovného a lehce skloněného se zásadně liší od vertikálního a silně skloněného dopravníku [11].

$$k_r \approx 0,27 \dots 0,97, \varepsilon = 0^\circ \dots 32^\circ,$$

$$\frac{l_{St}}{d_{Wa}} \approx 0,6 \dots 1,1 \text{ a } n_w < 58 \text{ min}^{-1}$$

Poznatky z průzkumů vodorovného a lehce skloněného spirálového dopravníku lze následovně shrnout:

- Charakteristické mechanické parametry (krouticí moment a osová síla na spirále a z toho výsledný fiktivní součinitel pohybového odporu λ_F resp. specifický potřebný výkon P_{spz}) jsou pro zrnité sypné materiály při běžných otáčkách spirály závislé na koeficientu plnění, na vlastnosti sypké hmoty a jsou nezávislé na počtu otáček spirály. Pro práškovité, přilnavé materiály se musí zohledňovat dodatečný mezní počet otáček spirály, protože v sypké hmotě se můžou vyskytnout fluidizační účinky a tím se změní vlastnosti sypké hmoty.
- součinitel pohybového odporu λ_F v závislosti na koeficientu plnění a sypké hmotě (u práškovitého materiálu také na počtu otáček spirály) leží v intervalu ca. $1 < \lambda_F < 6$. Při koeficientu plnění $\eta_F < 0,3$ činí hodnota λ_F při hrubém odhadu asi stejně jako hodnota λ_S pro vodorovný a lehce skloněný spirálový dopravník z DIN 15262.
- hodnota k_F pro dopravní rychlost ve vodorovném spirálovém dopravníku je závislá na koeficientu plnění a sypké hmotě a činí ca. $0,6 < k_F < 1$. U koeficientu plnění do $\eta_F \leq 0,3$ je $k_F \approx 1$.
- hodnota k_ϵ pro dopravní rychlost vodorovného a lehce skloněného spirálového dopravníku je ovlivněna úhlem sklonu, koeficientem plnění a vlastnostmi sypké hmoty a leží v intervalu ca. $0,6 < k_\epsilon < 1$.
- hospodárnějšího využití dopravník dosáhne při vyšším koeficientu plnění $0,5 < \eta_F \leq 0,9$ a při menších otáčkách spirály $8 \leq n_w < 30 \text{ min}^{-1}$. Geometrické parametry spirály (stoupání a šířka spirály) jsou v závislosti na zvolené aplikaci (kapitola 2 v [18]).
- minimální otáčky spirálovitého dopravníku ve srovnání se šnekovým dopravníkem nedovolí větší hmotný proud. Proto použití spirálovitého dopravníku místo šnekového je zvláště vhodné jen pro uváděné speciální úlohy dopravního zařízení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BÖTTCHER, S.: Eine allgemeine Analyse der Aufwärtsförderung eines Einzellkörpers in Schneckenförderern beliebiger Neigung. Teil 1 bis 3; VDI-Zeitschrift 105 (1963) Nr. 14, S. 581-593; Nr. 16, S. 663-671; Nr. 18, S. 743-754.
- [2] BRUCK, R.: Parameter und Einsatzbereiche von Spiralförderern; Fachtagung Schüttgutfördertechnik 1998 – Tagungsband, Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität 1998.
- [3] DIN 15262 Januar 1983: Schneckenförderer für Schüttgut – Berechnungsgrundsätze.
- [4] EPHREMIDIS, C.: Untersuchungen zum Fördervorgang beim waagerechten Schneckenförderer; Hannover, Technische Universität, Diss. 1957.
- [5] GRIGORJEV, A.: Schneckenförderer; Moskau: Maschinostroenie, 1972.
- [6] KESSLER, F., J. LEITNER, und E. LICHTENECKER: Calculation of filling ratio and mass flow rate of the vertical screw conveyor; Bulk solid handling, vol. 22, No. 3, pp. 190-220, 2002.
- [7] KRAUSE, F.: Einsatz eines Wendelförderersystems (Spiralförderersystems) für Rohbraukohle-Mischbrennstoff; Unveröffentl. Gutachten, Magdeburg, Otto-von-Guericke Universität, 2002.
- [8] KRAUSE, F., W. BANSE, und A. MINKIN: Auslegung eines aufwärtsfördernden stark geneigten Wendelförderers für Rohbraukohle-Mischbrennstoff; Unveröffentl. Forschungsbericht, Magdeburg, Otto-von-Guericke Universität, 2002.
- [9] KRAUSE, F., W. BANSE, und A. MINKIN: Auslegung eines reversierbaren horizontalen Wendelförderers für Gips mit Restfeuchte; Unveröffentl. Forschungsbericht, Magdeburg, Otto-von-Guericke Universität, 2003.
- [10] KRAUSE, F. und A. MINKIN: Theoretical and experimental research on shaftless screw conveyor; The 4th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids, Budapest 2003.
- [11] KRAUSE, F. und A. MINKIN: Untersuchungen zur Wendelförderung; Schüttgut, vol.11, No. 2, S. 99 – 111, 2005.

- [12] PAJER, G., H. KUHN, und F. KURTH: Lehrbuch Stetigförderer, 4. Auflage, VEB Verlag Technik Berlin, 1983.
- [13] ROGLER E. und H. KRAUß: Fördertechnik/Schneckenförderer; Fachhochschule Wiesbaden und Darmstadt.
- [14] RONG, O.: Auslegungsverfahren für Hochleistungs – Schneckenförderern; TU München, Diss. 2004.
- [15] SINHA G. L.: Untersuchungen zum Fördervorgang beim senkrechten Schneckenförderer; Hannover, Technische Universität, Diss. 1959.
- [16] SPIVAKOVSKIJ A. und V. DIATSKOV: Förderanlagen, Berlin: VEB Verlag Technik 1959.
- [17] GÜNTHER, W.; FOTTNER, J.; RONG, O.; Empirische Entwicklung von Kenngrößen zur Auslegung von Hochleistungs- Schneckenförderern für Schüttgut. AiF-Forschungsbericht, TU München, FML, 2002.
- [18] KRAUSE, F.; MINKIN, A.; Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Untersuchungen an horizontalen und leicht geneigten Wendelförderern. Teil 1: Theoretische Untersuchungen an horizontalen und leicht geneigten Wendelförderern. Schüttgut, vol. 11, No.3, 2005.
- [20] MINKIN, A.: Funktionsanalyse von Wendelförderern. Magdeburg, Otto-von-Guericke Universität, Diss. 2005.
- [21] RODENBECK, A. W.: Handbuch zur Auslegung von Spiralfördersystemen. ImRo Bückeburg, 1997.
- [12] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. Strojnické tabulky. Praha: Scientia, 1999, ISBN 80 – 7183 – 164 – 6.
- [22] www.rataj.cz
- [23] www.spido.cz
- [24] www.zemant.cz
- [25] www.canagro.cz
- [26] www.has.cz
- [26] www.wamgroup.com
- [26] www.agra-bohemia.cz
- [27] www.flexicon.com
- [28] www.dynametconveyor.com
- [29] www.cvicchiimpianti.com
- [30] www.trantec.com

[31] www.van-beek.com

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Bezosý šnekový dopravník	HRO089-01-00
Kusovník	HRO089-01-00-K
Uložení spirály	HRO089-01-00-01